



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**PROPOSTA DE NOVO CONCEITO PARA VEÍCULO
DO TIPO *CATERHAM***

**Autor: Bruno Lechensque de Aquino
Orientador: Mateus Rodrigues Miranda**

**Brasília, DF
2018**



BRUNO LECHENSQUE DE AQUINO

PROPOSTA DE NOVO CONCEITO PARA VEÍCULO DO TIPO *CATERHAM*

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Prof. PhD. Mateus Rodrigues Miranda

**Brasília, DF
2018**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação

Lechensque de Aquino, Bruno.

Proposta de Novo Conceito de Veículo do Tipo *Caterham*
/ Bruno Lechensque de Aquino. Brasília: UnB, 2018. 67
p.: il.; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2018. Orientação: Mateus
Rodrigues Miranda.

1. Design Automotivo. 2. Ergonomia Veicular. 3. *Package*
Automotivo. Rodrigues Miranda, Mateus. II. Proposta de Novo
Conceito de Veículo do Tipo *Caterham*.

CDU Classificação



PROPOSTA DE NOVO CONCEITO DE VEÍCULO DO TIPO CATERHAM

Bruno Lechensque de Aquino

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 03/07/18 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. (PhD): Mateus Rodrigues Miranda, UnB/ FGA
Orientador

Prof. (MsC): Eneida González Valdés, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. (MsC): Saleh Barbosa Khalil, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2018

Esse trabalho é dedicado à minha família e a Deus, sem os quais essa conquista não seria possível.

AGRADECIMENTOS

Importante frisar aqui os agradecimentos a quem muito me ajudou durante toda a vida, e foi fundamental para chegar até aqui. Total gratidão a Deus primeiramente, por conceder a saúde, a proteção e os meios necessários para desfrutar o dom da vida. Um muito obrigado à minha família, em especial à minha mãe Fátima e ao meu irmão Rafael, por sempre estarem ao meu lado, dando total apoio. Um agradecimento especial à minha querida companheira Jeanine por tornar a vida mais bela ao seu lado, trazendo inspiração nas pequenas coisas.

Serei sempre grato ao professor Mateus, que desde o início de faculdade acompanhou minha jornada pela incrível área do design automotivo e prestou incentivo e conselhos que me foram muito úteis. Um obrigado especial também para os professores Lindomar, Henrique, Wytler, Suzana, Fragelli, Wander, Saleh e Eneida por serem tão bons naquilo que fazem, e assim serem espelho para muitos alunos, assim como são para mim. Esse trabalho não seria viável sem o grande auxílio do engenheiro e amigo Wagnei. Meus sinceros agradecimentos por me ajudar de braços abertos. Todos aqui são pessoas que admiro como profissionais e como indivíduos.

Confia ao Senhor as tuas obras, e terão êxito os teus projetos. (Provérbios 16:3)

RESUMO

A concepção de conceitos de design é uma das primeiras etapas na criação de novos produtos na indústria, inclusive na automotiva. Ela envolve áreas interdisciplinares, se misturando com ciências distintas como a psicologia, engenharia e, é claro, o desenho industrial. Portanto, o design de produto automotivo, de forma simples, embarca não apenas a criação do visual estético desejado para um veículo a ser produzido, mas também sua usabilidade em termos de fatores humanos, como conforto ergonômico durante sua operação. O propósito deste trabalho é justamente propor um novo conceito de design para o veículo *Caterham Seven*. Isso significa redesenhar o formato da carroceria, considerando dimensões internas e externas, para melhor inserção dos ocupantes desse veículo. Busca-se, assim, aprimorar o estilo externo do carro e sua ergonomia interna também, de modo a proporcionar maior conforto a motorista e passageiro. Para isso, serão utilizadas ferramentas computacionais, em primeiro momento, para elaborar e validar design, estrutura e ergonomia da proposta de novo conceito para um veículo do tipo *Caterham*.

Palavras-chave: Design Automotivo. Ergonomia Veicular. *Package* Automotivo.

ABSTRACT

The conception of design concepts is one of the first steps in creating new products in the industry, including the automotive. It involves interdisciplinary areas, mingling with distinct sciences such as psychology, engineering and, of course, industrial design. Therefore, the authenticity product design, in a simple way, embarks not only the creation of the aesthetic look desired for a vehicle to be produced, but also its usability in terms of human factors, such as ergonomic comfort during its operation. The purpose of this work is precisely to propose a new design concept for the Caterham Seven vehicle. This means redesigning the body shape, considering internal and external dimensions, for better insertion of the occupants of that vehicle. The aim is to improve the car's external styling and its internal ergonomics in order to provide greater comfort for both driver and passenger. For this, computational tools will be used, in the first moment, to elaborate and validate the design, structure and ergonomics of the new concept proposal for a Caterham type vehicle.

Keywords: Transportation Design. Vehicle Ergonomics. Car Package Design.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Ponto de partida: local da visita inicial ao cliente (Autor, 2018).	14
Figura 2. Bibliografia de metodologia de desenho industrial (Amazon.com, acessado em 2018).	18
Figura 3. Processo criativo de design de produto e sua similaridade com a metodologia DMAIC (IDEO.com, acessado em 2018).	20
Figura 4. Malhas de superfícies por Polígonos e NURBS (Autodesk.com, acesso em 2018).	22
Figura 5. Curva de distribuição de perfis antropométricos (a) e respectivas formas corporais (b) (<i>International Ergonomics Association</i>).	24
Figura 6. Ergonomia orientada a tarefas funcionais (a). Dimensões e formatos aconselháveis aos respectivos objetos dessas tarefas (b) (<i>Henry Dreyfuss Associates</i>).	26
Figura 7. Disposição das regiões de desconforto no corpo humano (a) e postura principal de análise para <i>package</i> (b) (Macey, 2009).	28
Figura 8. Interface do usuário moderna (a) e exemplo do princípio Gestalt em percepção da informação (b) (Tesla Motors, 2018 e Bae, 2016).	29
Figura 9. Principais pontos de <i>package</i>	30
Figura 10. Máquina utilizada para medição do H-Point (SAE, 2007).	31
Figura 11. Chassi do tipo monobloco (PrimerMagazine.com).	32
Figura 12. Chassi do tipo escada- <i>body on frame</i> (MigWelding.uk).	33
Figura 13. Chassi do tipo <i>spaceframe</i> (PerformanceMetals.uk).	34
Figura 14. Veículos de referência (PistonHeads.com).	36
Figura 15. Posicionamento de mercado em categoria do conceito (Macey, 2009-Modificada).	37
Figura 16. Exemplo de aplicação de proporção em design (a) e comparativos de candidatos de design em tempos de proporção (b) (Bae, 2016 e Autor, 2018).	38
Figura 17. Geração de ideias: primeiros rascunhos de candidatos de design (Autor, 2018).	39
Figura 18. Refinamento de candidatos de design (Autor, 2018).	39
Figura 19. Proposta final de concepção em design do conceito FGSeven (Autor, 2018).	40
Figura 20. Sketch em meio digital. (Autor, 2018)	40

Figura 21. Pré-vistas do conceito (Autor, 2018).	41
Figura 22. Vistas refinadas do conceito (Autor, 2018).	42
Figura 23. Construção inicial do <i>wireframe</i> da carroceria (Autor, 2018).	42
Figura 24. Etapa intermediária e final de construção das superfícies da carroceria (Autor, 2018).	43
Figura 25. <i>Package</i> preliminar do conceito FGSeven (Autor, 2018).	45
Figura 26. Comparativo de dimensões externas do conceito e modelos de referência (Autor, 2018).	45
Figura 27. Esboços da geometria do chassi (Autor, 2018).	48
Figura 28. Exemplo de treliça (Dept. Eng. Civil, UFSC).	48
Figura 29. Modelo proposto para o chassi (Autor, 2018).	49
Figura 30. <i>Wireframe</i> e modelo CAD do chassi (Autor, 2018).	50
Figura 31. Integração do chassi a carroceria em modelo CAD (Autor, 2018).	52
Figura 32. Suspensão dianteira do tipo "Duplo A" (Autor, 2018).	53
Figura 33. Principais parâmetros e configurações da geometria de suspensão-direção (Gillespie, 1997).	53
Figura 34. Geometria da direção-suspensão do tipo independente com balanço negativo (Autor, 2018).	54
Figura 35. Configurações adequadas (a) e inadequadas (b) (c) para a geometria da direção-suspensão (Gillespie, 1997).	54
Figura 36. Sistema de direção em CAD (Autor, 2018).	54
Figura 37. Modelo do <i>powertrain</i> (Autor, 2018).	55
Figura 38. Modelo CAD tridimensional parcial do conceito FGSeven (Autor, 2018).	56
Figura 39. Modelo CAD tridimensional completo do conceito FGseven (Autor, 2018).	57
Figura 40. Manequins dos percentis antropométricos utilizados: P5 (a), P40 Usuário Final 1 (b), P50 (c) , P75 Usuário Final 2 (d) e P95 (e) (Autor, 2018).	60
Figura 41. Cotas no ambiente de análise humana (Autor, 2018).	61
Figura 42. Indicações dos principais elementos que definem o <i>package</i> (Autor, 2018).	62
Figura 43. Previsão da postura de pilotagem para cada percentil (Autor, 2018).	64
Figura 44. Centroide dos elipsoides do contorno da cabeça (Autor, 2018).	65
Figura 45. Contorno da cabeça para percentil 95 e distância mínima respectiva (Autor, 2018).	66

Figura 46. Resultados da análise de desconforto - <i>Rula Analysis</i> (Autor, 2018).	68
Figura 47. Bolha de alcance da mão para cada percentil: P5 (a), P45 (b), P50 (c), P75 (d) e P95 (e) (Autor, 2018).	69
Figura 48. Campo de visão binocular dos manequins (Autor, 2018).	70
Figura 49. Redução da altura dos para-brisas, anterior (a) e atual (b). Fonte: Autor (2018).	15
Figura 50. Aumento da altura do ROPS, atual (a) e anterior (b). Fonte: Autor (2018).	15
Figura 51. Barra lateral adicionada ao chassi, anterior (a) e atual (b). Fonte: Autor (2018).	16
Figura 52. Encosto do banco para os ocupantes. Fonte: Autor (2018).	17
Figura 53. Comparação do chassi anterior (laranja) com o atual (azul). Fonte: Autor (2018).	18
Figura 54. Motor EcoBoost 2.3L utilizado e previsão de alocação no compartimento do motor. Fonte: Ford Motor Company (2017) e Autor (2018).	18
Figura 55. Modelo exemplificativo de coxim e suporte do motor. Fonte: Autor (2018).	19
Figura 56. Sistema de orientação para estudo de dinâmica veicular. Fonte: Autor (2018).	20
Figura 57. Localização do Centro de Gravidade do veículo anterior. Fonte: Autor (2018).	22
Figura 58. Dummy de posicionamento dos ocupantes.	23
Figura 59. Localização do CG para veículo carregado.	23
Figura 60. Principais forças atuantes no modelo de meio veículo. Fonte: Autor (2018).	24
Figura 61. Exemplificação de uma das aplicações dos testes de impacto em estruturas veiculares (<i>crash test</i>). Fonte: EuroNCAP.com (Acesso em: 2018).	27
Figura 62. Equipamento utilizado para simular a colisão lateral. Fonte: EuroNCAP.	29
Figura 63. Coluna A e B, “A-Post” e “B-Post”	32
Figura 64. Modelo simplificado proposto do teste lateral e frontal.	34
Figura 65. Malha de elementos finitos para o teste de impacto lateral. Fonte: autor.	42
Figura 66. Barreira móvel para o teste lateral.	43
Figura 67. Definição manual de qualidade da malha, e ferramenta de iteração automática para refinamento de malha.	44

Figura 68. Estrutura deformada após teste lateral com veículo engastado (pior caso).	45
Figura 69. Estrutura deformada após teste frontal com veículo engastado (pior caso).	46
Figura 70. Estrutura deformada após impacto lateral para o caso mais próximo do real.....	48
Figura 71. Estrutura deformada após impacto frontal para o caso mais próximo do real.....	48
Figura 72. Modelo proposto por Genta (2008) para obtenção da rigidez torcional global de uma estrutura veicular (Adaptado).	49
Figura 73. Modelos tridimensionais da estrutura utilizada em cada caso. Versão completa para estudo numérico, e versão simplificada para estudo analítico.	51
Figura 74. Modelo computacional do chassi para análise numérica de torção.	53
Figura 75. Malha de elementos finitos do chassi (original e simplificada).	54
Figura 76. Modelo computacional de teste de torção para a carroceria (Autor).	56
Figura 77. Malha de elementos finitos após torção.....	57
Figura 78. Malha de elementos finitos do modelo de suspensão dianteira e traseira.	59
Figura 79. Obtenção das tensões de Von Mises para cada parte da estrutura. (a) Chassi (b) Carroceria. (c) Suspensão Dianteira. (d) Suspensão Traseira.	61
Figura 80. Modelo geométrico tridimensional do chassi spaceframe submetido à torção (Autor).	63
Figura 81. Efeito em cada seção do chassi devido à torção (Autor).	64
Figura 82. Modelo de pórtico para as barras transversais (Autor).	65
Figura 83. Modelo geométrico tridimensional da carroceria (Autor).	67
Figura 84. Modelo de suspensão plana do tipo "Duplo A", 1/4 de veículo (Autor). ...	68
Figura 85. Decomposição do problema da suspensão (Autor).	68
Figura 86. Malha de elementos finitos da estrutura veicular integrada.	73
Figura 87. Gráfico de comparação das frequências naturais de vibração da estrutura e motor.....	75
Figura 88. Faixa de frequências que causam desconforto ao ser humano. Fonte: Meister (1971).	77
Figura 89. Regime transiente x permanente em vibrações (Autor).	79

Figura 90. Modelo possível de resposta de receptância da estrutura em estudo (Autor).	79
Figura 91. Modelo de perfil de pista para modulação (Autor).	80
Figura 92. Malha de elementos finitos da estrutura veicular integrada.	82
Figura 93. Resposta Harmônica para (a) Deslocamento, (b) Velocidade e (c) Aceleração em “z” no domínio da frequência para cada um dos pontos, com modulação “ruído-branco”.	82
Figura 94. Gráficos de resposta transiente para (a) Deslocamento, (b) Velocidade e (c) Aceleração em “z” no domínio do tempo para cada um dos pontos, com modulação de tempo.	84
Figura 95. Gráficos de resposta transiente para (a) Deslocamento, (b) Velocidade e (c) Aceleração em “z” no domínio da frequência para cada um dos pontos, com modulação de frequência.	85
Figura 96. Planos de corte e dobra dos tubos do chassi.	88
Figura 97. Polia para sobra de tubos de metal com seção circular.	89
Figura 98. Zona afetada termicamente em soldas. Fonte: Esab.com	91
Figura 99. Modelo de mapeamento das regiões anatômicas para medição de conforto. Fonte: Corlett & Bishop (1976).	94
Figura 100. Renderização final do conceito FGSeven.	97
Figura 101. Modelo em escala pré-impressão.	98
Figura 102. Impressora 3D utilizada para impressão.	99
Figura 103. Modelos do chassi e carroceria, em escala, em impressão 3D.	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Classificação de mercado do conceito.	37
Tabela 2. Comparativo de dimensões externas dos dois modelos de referência.	38
Tabela 3. Ficha técnica resumida para o conceito proposto (Autor, 2018).	46
Tabela 4. Comparativo de dimensões gerais (<i>CarDataBase.uk</i> , Acesso em: 2018).	46
Tabela 5. Parâmetros gerais da dinâmica de direção.	53
Tabela 6. Dimensões aproximadas de um possível motor.	55
Tabela 7. Cotas de <i>package</i> veicular.	62
Tabela 8. Localização do centroide do contorno da cabeça.	65
Tabela 9. - Custo estimado para o projeto.	12
Tabela 10. Comparativo de preços para veículos semelhantes.	12
Tabela 11. Dimensões gerais externas atualizadas.	16
Tabela 12. Ficha Técnica resumida do motor escolhido. Fonte: <i>Full-Race Website</i> (2017).....	19
Tabela 13. Massa estimada de cada componente do veículo.	21
Tabela 14. Propriedades de inércia do conceito.	22
Tabela 15. Massas envolvidas nos cálculos.	22
Tabela 16. Parâmetros para cálculo das reações nos eixos.	24
Tabela 17. Cargas nos eixos do veículo.	25
Tabela 18. Parâmetros de teste.	34
Tabela 19. Parâmetros de cálculo da carga de impacto (descarregado).	39
Tabela 20. Parâmetros de cálculo da carga de impacto (veículo carregado).	39
Tabela 21. Carregamentos aplicados nas simulações (descarregado).	40
Tabela 22. Carregamentos aplicados nas simulações (carregado).	41
Tabela 23. Estudo de convergência de malha (refinamento de malha).	44
Tabela 24. Parâmetros do estudo de impacto.	46
Tabela 25. Resumo do escopo da seção.	49
Tabela 26. Deslocamentos translacionais para o chassi simplificado.	54
Tabela 27. Deslocamentos translacionais para o chassi original.	55
Tabela 28. Principais parâmetros para cálculo da rigidez torcional do chassi simplificado.	55

Tabela 29. Principais parâmetros para cálculo da rigidez torcional do chassi original.	55
Tabela 30. Deslocamentos de translação para a carroceria.	57
Tabela 31. Principais parâmetros de determinação da rigidez de torção.	57
Tabela 32. Pontos de deslocamento da suspensão.	59
Tabela 33. Parâmetros para determinação da rigidez da suspensão.	59
Tabela 34. Parâmetros de rigidez do sistema completo.	60
Tabela 35. Verificação do Critério de Falha por Von Mises da Estrutura.	61
Tabela 36. Efeito em cada seção do chassi devido à torção (Autor).	64
Tabela 37. Propriedades das barras longitudinais (verde).	65
Tabela 38. Parâmetros geométricos das barras transversais.	65
Tabela 39. Parâmetros de rigidez so sistema.	66
Tabela 40. Efeitos de rigidez à torção em cada seção da carroceria.	67
Tabela 41. Parâmetros para cálculo da rigidez de cada seção.	67
Tabela 42. Parâmetros de rigidez de cada seção da carroceria.	67
Tabela 43. Parâmetros de rigidez concentrado para a suspensão.	69
Tabela 44. Rigidez concentrada da estrutura.	69
Tabela 45. Rigidez global da estrutura.	69
Tabela 46. Comparação dos resultados.	70
Tabela 47. Resumo do escopo do trabalho.	72
Tabela 48. Frequências naturais para dez modos de vibrações da estrutura.	73
Tabela 49. Dados do motor escolhido para estudo das frequências.	74
Tabela 50. Resumo do escopo da seção.	81
Tabela 51. Resumo das condições da análise harmônica.	83
Tabela 52. Resumo das condições da análise transiente.	85
Tabela 53. Quantidade de material para estrutura principal.	89
Tabela 54. Sugestão do tipo de soldagem.	91
Tabela 55. Sugestão de comparação entre cotas de <i>package</i> : modelo real x computacional.	93
Tabela 56. Proposta de modelo de questionário para averiguação dos níveis de conforto.	93
Tabela 57. Configurações de impressão 3D.	98

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	5
RESUMO	7
ABSTRACT	8
LISTA DE ILUSTRAÇÕES	9
LISTA DE TABELAS	0
SUMÁRIO	11
1 INTRODUÇÃO	14
1.1. MOTIVAÇÃO E CONTEXTUALIZAÇÃO: DEMANDA DE MERCADO	14
1.2. ESCOPO E OBJETIVOS	15
1.3. METODOLOGIA E FERRAMENTAS	16
2 PESQUISA BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 DESENHO DE PRODUTO	19
2.2 ERGONOMIA E PACKAGE VEICULAR	23
2.3 NORMATIZAÇÕES SAE	29
2.3.1 SAE J1100: Dimensões Externas Gerais do Veículo.....	29
2.3.2 SAE J1052: Determinação do Contorno da Cabeça dos Ocupantes	30
2.3.3 SAE J826: Instrumentos para Medição da Acomodação do Assento.....	31
2.4 TIPOS DE ESTRUTURAS VEICULARES	31
3 PROPOSTA DE DESIGN AUTOMOTIVO.....	36
3.1 CONCEPÇÃO DO CONCEITO	36
3.2 DEFINIÇÃO DE DESIGN EXTERNO	37
3.2 CONSTRUÇÃO DO MODELO CAD DA CARROCERIA.....	40
3.3 PROPOSTA DE PACKAGE PRELIMINAR	44
3.4 CARACTERÍSTICAS GERAIS DO CONCEITO.....	45
4 PROPOSTA DE ESTRUTURA VEICULAR: CONSTRUÇÃO DO MODELO CAD DO CHASSI.....	47
4.1 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DO CHASSI	47
4.2 CONSTRUÇÃO DO MODELO CAD DO CHASSI	49
5 INTEGRAÇÃO DO MODELO CAD COMPLETO	51
5.1 INTEGRAÇÃO CHASSI-CARROCERIA	51
5.2 INTEGRAÇÃO E MODELAGEM DAS SUSPENSÕES	52
5.3 INTEGRAÇÃO E MODELAGEM DA DIREÇÃO	53
5.4 MODELOS DOS COMPONENTES DO TREM-DE-FORÇA.....	55
5.5 DEMAIS ITENS OBRIGATÓRIOS E MODELO COMPLETO	55
6 ESTUDO DE ERGONOMIA VEICULAR	58
6.1 PREPARAÇÃO DO AMBIENTE COMPUTACIONAL	58
6.2 REFINAMENTO DO PACKAGE VEICULAR	61
6.3 ESPAÇO INTERNO.....	63
6.4 CONFORTO E USABILIDADE	66
7 VIABILIDADE TÉCNICA E FINANCEIRA	11

8	REFINAMENTO DO CONCEITO APÓS A PRIMEIRA FASE	13
8.1	APRIMORAMENTOS E MODIFICAÇÕES NO MODELO CAD	14
8.2	DEFINIÇÃO DA MOTORIZAÇÃO E TIPO DE FIXAÇÃO	18
9	LEVANTAMENTO DA DISTRIBUIÇÃO DE PESO NO VEÍCULO.....	20
9.1	OBTENÇÃO COMPUTACIONAL DO CENTRO DE GRAVIDADE	20
9.2	CÁLCULO DO CARREGAMENTO DINÂMICO NOS EIXOS	23
9.3	INFLUÊNCIA NO COMPORTAMENTO EM PISTA	26
10	SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS DA ESTRUTURA.....	27
10.1	O TESTE DE IMPACTO.....	27
10.1.1	Normatização <i>NCAP</i>	28
10.1.2	Modelo Simplificado Proposto.....	33
10.1.3	Considerações Matemáticas e o Método de Energia.....	35
10.1.4	Preparação do Ambiente Computacional.....	41
10.1.5	Simulação e Resultados.....	45
10.2	OBTENÇÃO NUMÉRICA DOS PARÂMETROS DE RIGIDEZ TORCIONAL	49
10.2.1	Considerações Iniciais e Objetivos	49
10.2.2	Preparação do Ambiente Computacional.....	50
10.2.3	Obtenção dos Parâmetros de Rigidez Torcional	52
10.2.4	Verificação do Critério de Falha por Von Mises.....	60
10.3	DETERMINAÇÃO ANALÍTICA DA RIGIDEZ TORCIONAL	62
10.3.1	Considerações Iniciais e Objetivos	62
10.3.2	Obtenção Analítica da Rigidez Torcional	63
10.4	ANÁLISE DE FREQUÊNCIAS	70
10.4.1	Considerações Iniciais e Objetivos	70
10.4.2	Definição do Problema	72
10.4.3	Análise de Frequências.....	73
10.4.4	Comparação com a Vibração de um Conjunto de Trem-de-Força.....	74
10.4.5	Discussão dos Resultados.....	76
10.5	ANÁLISE DA RESPOSTA HARMÔNICA E TRANSIENTE DE VIBRAÇÃO	77
10.5.1	Considerações Iniciais e Objetivos	77
10.5.2	Definição do Problema	79
10.5.3	Resposta Harmônica	81
10.5.4	Resposta Transiente.....	83
10.5.5	Discussão dos Resultados	86
11	PREPARAÇÃO PARA CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO DO CHASSI.....	87
11.1	GERAÇÃO DOS ARQUIVOS DE FABRICAÇÃO	87
11.2	CORTE E DOBRA DE TUBOS DE AÇO	89
11.3	SOLDAGEM DE TUBOS DE AÇO	89
12	SUGESTÃO DE VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DO PACKAGE DE ERGONOMIA ..	93
12	APRESENTAÇÃO DE PREVISÃO DO PRODUTO FINAL	95
12.1	RENDERIZAÇÃO FOTOREALISTA EM CENÁRIO DE USO	95
12.2	IMPRESSÃO 3D DO MODELO EM ESCALA	97
13	CONCLUSÕES E SUGESTÕES FUTURAS.....	101

Bibliografia	103
ANEXOS	105

1 INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO E CONTEXTUALIZAÇÃO: DEMANDA DE MERCADO

O presente projeto teve início com a requisição de trabalho na área de design e ergonomia do produto automotivo para a criação de uma nova proposta de design de veículo do tipo Caterham, cujo local de visita está mostrado na “Figura 1”. Trata-se, portanto de uma demanda do mercado local, na qual um cliente já determinado deseja adquirir um veículo o qual se assemelhe em termos gerais ao carro Caterham Seven. Por questões de economia de custos, é preferível que o veículo seja construído localmente, isto é no Distrito Federal (DF). E por razões de desejo do consumidor e proteção a propriedade industrial, é desejável também que o veículo não seja apenas uma cópia do modelo de referência, mas sim, que sua estética seja baseada ou inspirada nele. Temos, portanto, um produto, em termos, novo que traz vantagens para o desenvolvimento do mercado local e da indústria de engenharia automotiva no DF, pois o projeto de design e ergonomia serão desenvolvidos do zero neste trabalho, a construção do produto será feita com mão-de-obra local, e a comercialização sob encomenda fortalecerá economicamente o mercado local, ainda que de forma singela.

Inicialmente, foi realizada uma primeira conversa com o cliente-comprador interessado em financiar o projeto e adquirir o produto final (a nível de protótipo). Nessa primeira reunião, o projeto foi explanado com detalhes (*briefing*) e todas as características de entrada para a criação do conceito foram passadas, como linha de estética de referência e aparência geral desejada.



Figura 1. Ponto de partida: local da visita inicial ao cliente (Autor, 2018).

1.2. ESCOPO E OBJETIVOS

Dessa forma, este trabalho envolve a proposição e criação de um novo design para um veículo esportivo leve do tipo Caterham, bem como o estudo da ergonomia veicular aplicada a esse novo conceito para aprimorar o conforto dos ocupantes determinados que irão adquirir e utilizar o carro, além de uma breve descrição e análise da sua estrutura. Importante frisar que o produto não será projetado e fabricado do zero. Ele será concebido sobre a adaptação de peças e componentes automotivos já existentes. Assim, o chassi será projetado e construído do zero, bem como a carroceria, porém o conjunto de *powertrain* será apenas dimensionado, devendo ser adquirido comercialmente e adaptado à estrutura. O projeto de um novo veículo, ainda que sob a construção do tipo artesanal, de adaptação e customização, envolve várias áreas, muitas delas não contempladas nesse trabalho. A fabricação e construção de fato serão realizadas no trabalho posterior (TCC 2). O projeto mecânico de trem-de-força, adaptações mecânicas dos sistemas automotivos como direção e suspensão serão apenas considerados no desenvolvimento deste trabalho, mas não serão projetados, nem especificados em detalhes aqui. Todas as demais peças como pneus, rodas, volante, bancos, dentre outros serão adquiridos ou customizados para se adaptarem ao novo projeto.

Assim, este trabalho não embarca o projeto mecânico do veículo, como conjunto de *powertrain*, eletrônica veicular e vibrações e acústica (NVH). Ele foca no desenvolvimento de design externo e interno do veículo, com a definição do formato da carroceria, seus efeitos no *package* e ergonomia do mesmo, bem como o projeto simplificado de sua estrutura (chassi). Trata-se um trabalho com escopo bem genérico, porém importante como primeira etapa na criação de um novo conceito, conforme planejamento mostrado na figura no “Anexo I”.

TCC 1

- | | | |
|--|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> • Propor um novo conceito de veículo do tipo Caterham • Conceber o design externo da carroceria do veículo • Definir o package do veículo • Aprimorar a ergonomia do produto para o conceito, tendo como base o modelo de referência. | <div style="font-size: 3em; line-height: 1;">}</div> <div style="font-size: 3em; line-height: 1;">}</div> | <p>Objetivo Geral</p> <p>Objetivos Específicos</p> |
|--|---|--|

TCC 2

- Construir e validar o novo conceito proposto de veículo do tipo Caterham } Objetivo Geral
- Fabricar chassi e carroceria conforme o projeto } Objetivos Específicos
- Montar e construir o protótipo parcial do veículo
- Validar ergonomia experimentalmente
- Validar estrutura experimentalmente

1.3 METODOLOGIA E FERRAMENTAS

As metodologias de projeto utilizada neste trabalho para concepção do conceito são basicamente duas: o *brainstorm* e os requisitos do usuário. Os requisitos do usuário são o ponto de partida desse projeto, uma vez que as necessidades do usuário, como conforto e segurança, foram que demandaram esse trabalho pra início de conversa. A requisição, por parte do cliente futuro, do redesign estético e adaptação ergonômica do modelo Caterham Seven são por si só dois dos mais importantes requisitos de desempenho que guiam o desenvolvimento deste projeto.

A partir do desejo e preferência estética do cliente é que saberemos se o visual de design externo proposto está adequado. A partir da validação do conforto sentido pelo ocupante já certo é que saberemos se a ergonomia proposta está adequada. Já o *brainstorm* é apenas uma técnica usada no meio desse processo. Na definição dos primeiros candidatos de design externo, por exemplo, a utilizamos para ativar a criatividade e conceber visuais iniciais variados. São processos semelhantes aos utilizados na engenharia e administração para proposição de soluções e tomada de decisões encontradas na metodologia DMAIC, com a matriz de escolha baseada em requisitos de desempenho chamada *Quality Function Deployment* (QFD).

O processo de criação de design utilizado (etapas de ideação, refinamento e validação) será explanado mais a frente na seção própria. O método de validação da ergonomia e da estrutura será todo inicialmente computacional com a utilização de

cenários de uso (*Human Activity Analysis*) e do Método dos Elementos Finitos (MEF). As soluções de resistência dos materiais serão inteiramente numéricas, a princípio pelo menos nessa parte inicial. Quanto às ferramentas, o software de projeto utilizado, o CATIA V5 (*Dassault Systemes*), fornece um ambiente completo de projeto de produto da mobilidade (engenharia mecânica e de transportes), desde a concepção inicial do modelo CAD até sua simulação. Ademais, as ferramentas específicas, como mesa digitalizadora e respectivo software de desenho, serão tratadas em cada parte própria. Ainda em relação às ferramentas utilizadas neste trabalho, os desenhos para comunicação de ideias em design de produto via sketches foram feitos com base nas técnicas de desenho por percepção, ou *perceptual drawing*, cujas referências estão na “Figura 2”. (Edwards, 2012).

O público-alvo imediato do produto são dois compradores já certos, os quais as medidas antropométricas foram obtidas de modo que o veículo seja projetado para seu uso primordialmente. Suas medidas antropométricas foram obtidas fisicamente e posteriormente exportadas para ambiente computacional para análise e estudo. Posteriormente, o público-alvo imediato é o público em geral com potenciais futuros compradores de Brasília, em faixa de idade, poder aquisitivo e medidas antropométricas próximas dos dois compradores iniciais. Assim, o veículo foi desenhado com a preocupação de ter dimensões adequadas, inicialmente para os dois clientes já certos, mas também para futuros compradores com estaturas diversas.

É válido ressaltar que o modelo de referência possui reclamações nos requisitos de conforto e usabilidade. Pode-se afirmar que a metodologia de projeto fundamental deste trabalho é o design voltado ao usuário, ou projeto centrado no usuário, na qual todo o desenvolvimento do novo produto é realizado tendo as necessidades do cliente como ponto de partida. Essa é uma filosofia de trabalho conhecida como *user-centered* (ou *user-based-design*), onde as funcionalidades entregues pelo protótipo são baseadas nos requerimentos estipulados pelo usuário do mesmo. Isso ocorre no presente estudo a partir da concepção de um veículo voltado para garantia da melhor usabilidade (onde o conforto tem papel chave) de um cliente bem especificado. As etapas de desenvolvimento seguem claramente a partir desses quesitos, desde a concepção do conceito até a definição de *package* e ergonomia.

Outro usuário que deve ser considerado é o cliente-regulador, no nosso caso, o Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAM), que define normas para o trânsito de veículos automotores no Brasil. Assim o carro projetado deve estar de acordo com as normas no que diz respeito às características do mesmo, como dimensões gerais, categoria, motorização, itens de segurança obrigatórios, dentre outros. Um bom exemplo de requerimento que limita a concepção deste produto é a vedação a circulação em vias públicas de veículos automotores que sejam monopostos, isto é, aqueles com apenas um lugar para ocupante, tipo de carro característico dos veículos esportivos de competição. Outro exemplo é a vedação a para-brisa rebatível. Isso afeta outros parâmetros do projeto, especialmente o design da estética externa.

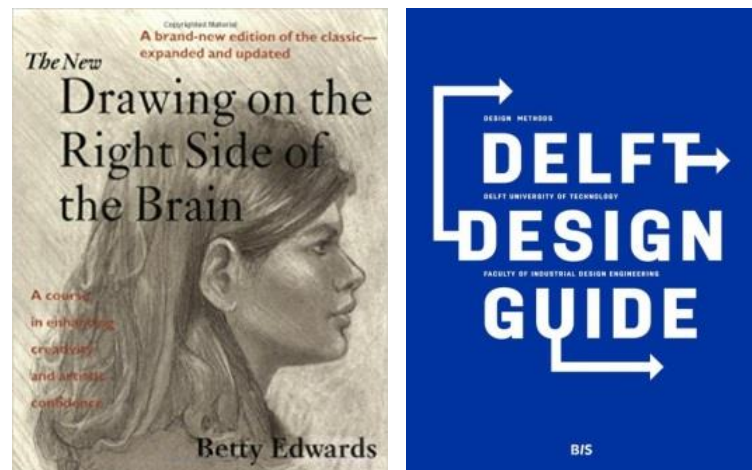


Figura 2. Bibliografia de metodologia de desenho industrial (Amazon.com, acessado em 2018).

2 PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

2.1 DESENHO DE PRODUTO

A área de design de produto está dentro do desenho industrial como a forma de se propor a solucionar problemas semelhantemente a engenharia, só que aqui o foco não é a análise rigorosa de desempenho exato e científico, mas a concepção criativa de soluções. É uma ciência que mistura a arte mais voltada para a inovação simplificada. Obviamente que ela conversa com a engenharia, chegando a ter o que alguns centros de design chamam de Engenharia de Design de Produto. A preocupação maior aqui é projetar e construir novos produtos melhores em quesitos de ergonomia, usabilidade e estética, como tem feito grandes empresas investindo em centros de pesquisa ao perceber que esse é um fator que faz a diferença no mercado atualmente. Estamos então voltados para objetos físicos, isto é, industriais de certa forma (apesar de produtos intangíveis como softwares serem objeto de estudo do desenho industrial modernamente). Dentro desse cenário, os principais itens do desenho de produto geral, que também se aplicam ao desenho de produto automotivo, são:

- Propor soluções (alternativas) inovadoras e criativas para produtos industriais (que melhorem e facilitem a vida dos seres humanos);
- Aprimorar a ergonomia, usabilidade e estética do produto.

Como se trata de uma ciência não exata, a primeiro momento parece difícil criar soluções para indústria que considerem fatores tão humanos. Por fatores humanos entende-se conforto, ergonomia, experiência do usuário e apelo visual, fatores que muito tem a ver com áreas como a psicologia e comportamento humano. Trata-se de uma área simples, porém complexa. Entretanto diversos guias e manuais de design propõem metodologias de desenho. Um dos mais conhecidos é o *Design Thinking Process*, conforme mostrado na “Figura 3”.

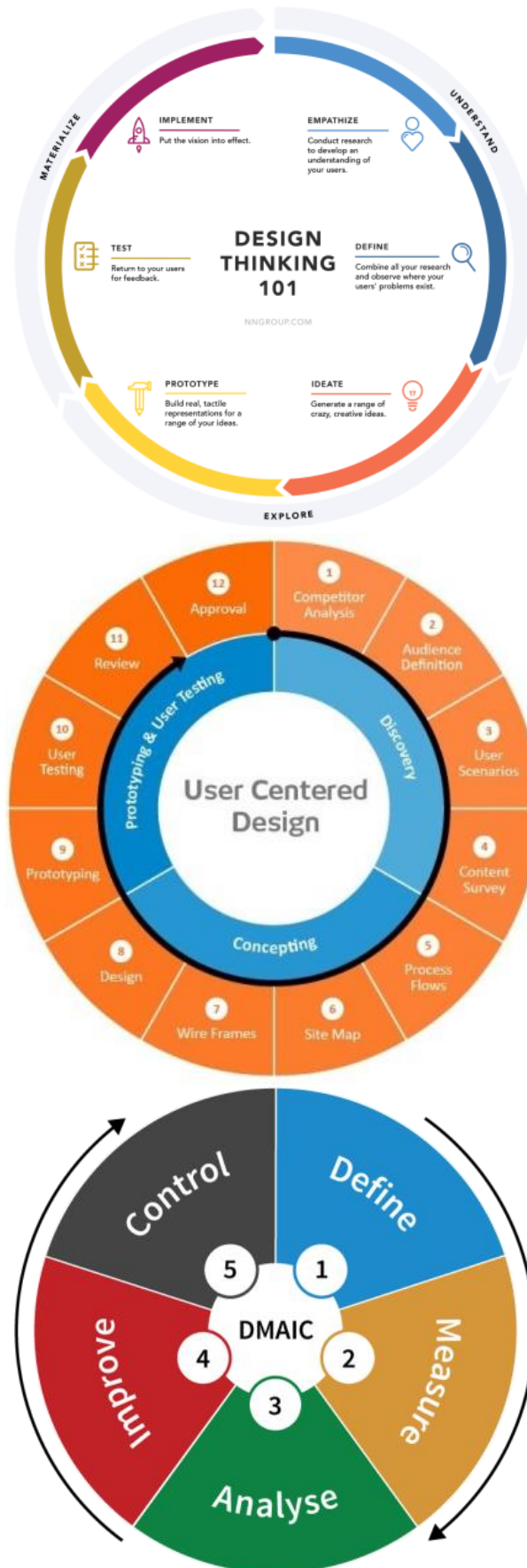


Figura 3. Processo criativo de design de produto e sua similaridade com a metodologia DMAIC (IDEO.com, acessado em 2018).

Basicamente, temos um processo de criação parecido com o método DMAIC da engenharia e administração, e com a filosofia de Projeto Voltado ao Usuário. Basicamente, unindo as três metodologias em suas semelhanças têm-se que: a primeira etapa é a observação do problema, com o consequente levantamento das necessidades do usuário, ou com a identificação de um problema a ser solucionado, que justificam a concepção de um novo produto para a indústria; posteriormente passa-se à idealização do conceito, onde várias ideias de conceitos que se propõem a solucionar o problema inicial são geradas; depois tem-se o refinamento e seleção desses candidatos; a melhor solução é construída em formato de protótipo e testada para validação; defeitos são corrigidos e o conceito é novamente melhorado até se chegar ao produto final (Van Boeijen, 2014).

Uma vertente fundamental no processo de desenvolvimento em desenho industrial é a externalização da criação por meio da comunicação visual do produto que se está projetando. Seria praticamente impossível conceber um produto, ainda mais os tangíveis, sem tornar concreto visualmente a ideia que se tem em mente. É traduzir ideias intangíveis da mente do designer em expressões comunicáveis aos demais integrantes da equipe de desenvolvimento. Isso ocorre fundamentalmente por meio de desenhos. Sejam eles auxiliados por computador ou não, é quase inconcebível lançar um produto no mercado, sem que protótipos sejam feitos previamente. E na indústria, para que protótipos sejam criados é necessário possuir o desenho que representa a ideia física do protótipo. Claro que existem vários níveis de desenho, desde rascunhos bidimensionais, até complexos desenhos tridimensionais feitos em computador que são quase a representação fiel do produto final. Os mais utilizados nas práticas de engenharia e desenho de produto são o sketch e o desenho assistido por computador, ou CAD.

O termo sketch significa algo próximo de esboço. Mas não se trata de um desenho abstrato, muito pelo contrário, ele deve ser capaz de expressar com clareza os principais aspectos do conceito (Bae, 2016). Conceito é o embrião do produto. Quando ele evolui para um estado mais avançado de desenvolvimento, é necessário também ter desenhos mais refinados, capazes de comunicar em detalhes as partes que o compõem, dando a ideia exata de dimensões, funcionamento dos mecanismos, dentre outros. Isso ocorre com o CAD. O desenho CAD 3D é capaz de

simular quase que fielmente volumes sólidos em ambiente virtual.

Nessa etapa, duas filosofias de trabalho se distinguem. Em uma, a *top-down*, o desenho global do projeto é feito a partir do todo, e as partes menores que o compõem são construídas ao longo do tempo. Na outra, a *bottom-top*, ocorre o contrário. Nela primeiro são desenhados por completo todos os componentes que constituem o produto completo, e só depois elas são juntadas, ou montadas, em um único produto. Uma preocupação fundamental durante a construção de modelos CAD deve ser a sua consistência. Ela se traduz basicamente em três fatores. O primeiro, a integridade significa que o desenho precisa ser coeso, ou seja, as operações que o formam, como comandos de extrusão e corte, devem estar amarradas sem lacunas, sem pontas soltas. Isso é feito com a ordenação correta das operações construtivas e com a restrição de todos os parâmetros de desenho por meio de restrições. Isso leva ao segundo fator, a editabilidade, que garante que o modelo seja facilmente alterável no futuro se necessário. E por fim, tem-se a fabricabilidade. Por se tratar de produtos de engenharia, tudo que está modelado em CAD deve ser fabricável com as tecnologias existentes atualmente. Curvaturas demasiadas complexas para as quais não há maquinário para fabricá-las são vedadas, por exemplo.

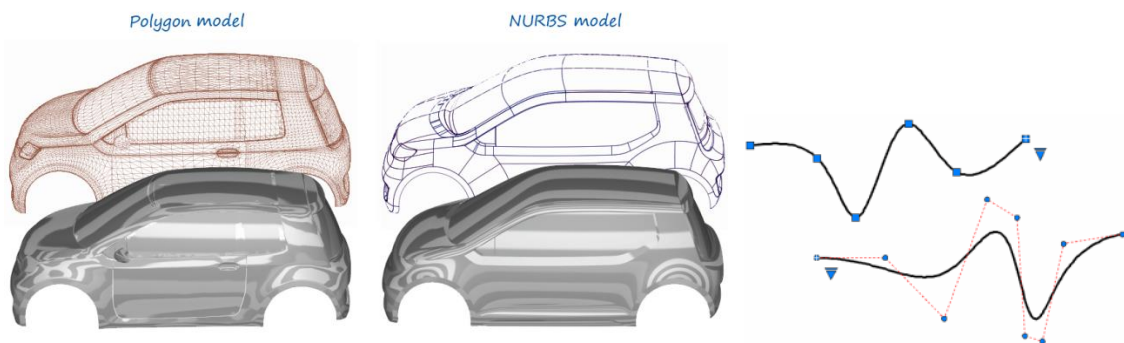


Figura 4. Malhas de superfícies por Polígonos e NURBS (Autodesk.com, acesso em 2018).

Para o bom desenho de qualquer modelo é preciso entender um pouco como essas ferramentas funcionam. A grande maioria dos pacotes de CAD voltados para engenharia, sobretudo a mecânica, é baseada em operações, são os chamados *feature-based*. Neles, a construção de uma geometria espacial, sólida ou não, é feita a partir de sketches com o contorno desejado, e uma operação que adiciona ou remove material basicamente. Importante notar que para formas espaciais não

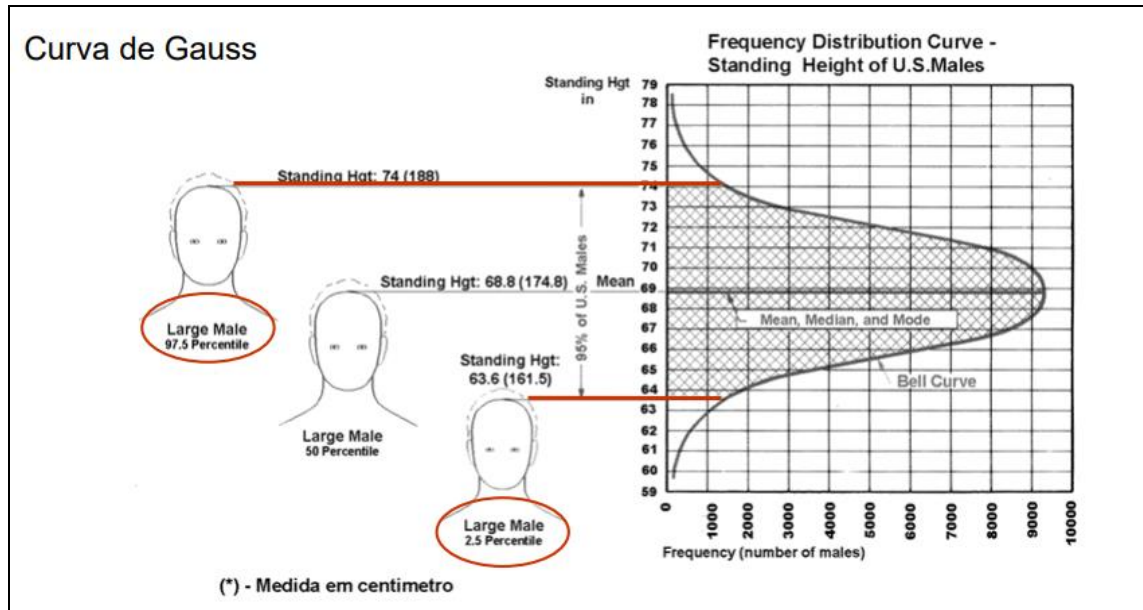
sólidas, como as superfícies, existem dois principais métodos de construção, e ambos dizem respeito a como esse sketch feito de linhas e contornos bidimensionais iniciais é formulado. Com os polígonos, a forma espacial é modelada a partir de um polígono bruto, onde pontos dessa forma podem ser transladados e rotacionados. Esse método de construção apresenta a vantagem de ser mais rápido e intuitivo, porém menos preciso que o segundo método, que são os NURBS, conforme mostrado na “Figura 4”. Trata-se de curvas parametrizadas que carregam informações de curvatura e continuidade que garantem sua maior precisão geométrica.

2.2 ERGONOMIA E PACKAGE VEICULAR

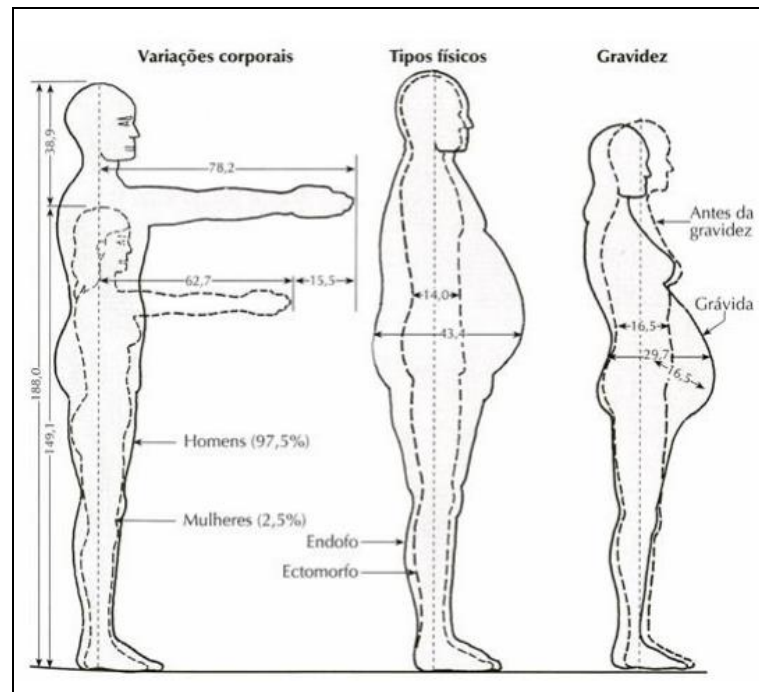
O primeiro passo para o estudo de ergonomia do produto é a antropometria, que consiste no estudo da forma e do tamanho do corpo humano, conforme a etimologia *Anthropos* significa homem, e *Metrikos* mensuração (Roebuck, 1995). De forma mais específica é a ciência da mensuração e a arte da aplicação que estabelece a geometria física, as propriedades da massa e a capacidade física do corpo humano (Huston, 1995). Esses dados antropométricos são geralmente levantados estatisticamente, conforme mostrado na “Figura 5”, por meio de amostragem de uma determinada população, e ajudam a definir os respectivos perfis antropométricos dessa população, os chamados percentis.

Esse levantamento da quantidade de indivíduos usados para o cálculo estatístico considera diversos fatores, tais como: local de nascimento; idade; uso da mão (destro, canhoto, ambidestro); percepção de cores; ancestrais; fatores econômicos e demográficos; e evidentemente, medidas antropométricas. A medição é feita com o indivíduo: em pé; sentado ereto; posição supina (crianças) com preferência por medidas das extremidades e protuberâncias ósseas. Cada perfil corresponde a uma forma e medida corporal, assim caracterizando os ditos endomorfos, mesomorfos e ectomorfos. Em estatística descritiva, o k -ésimo percentil P_k é o valor x (x_k) que corresponde à frequência cumulativa de $N \cdot k/100$, onde N é o tamanho amostral. Portanto: O 1º percentil determina o 1 % menor dos dados e O 98º percentil determina o 98 % menor dos dados. O 25º percentil é o primeiro quartil; o 50º percentil é a mediana. De igual forma, o 10º percentil é o primeiro decil e o 80º

percentil é o oitavo decil.



(a)



(b)

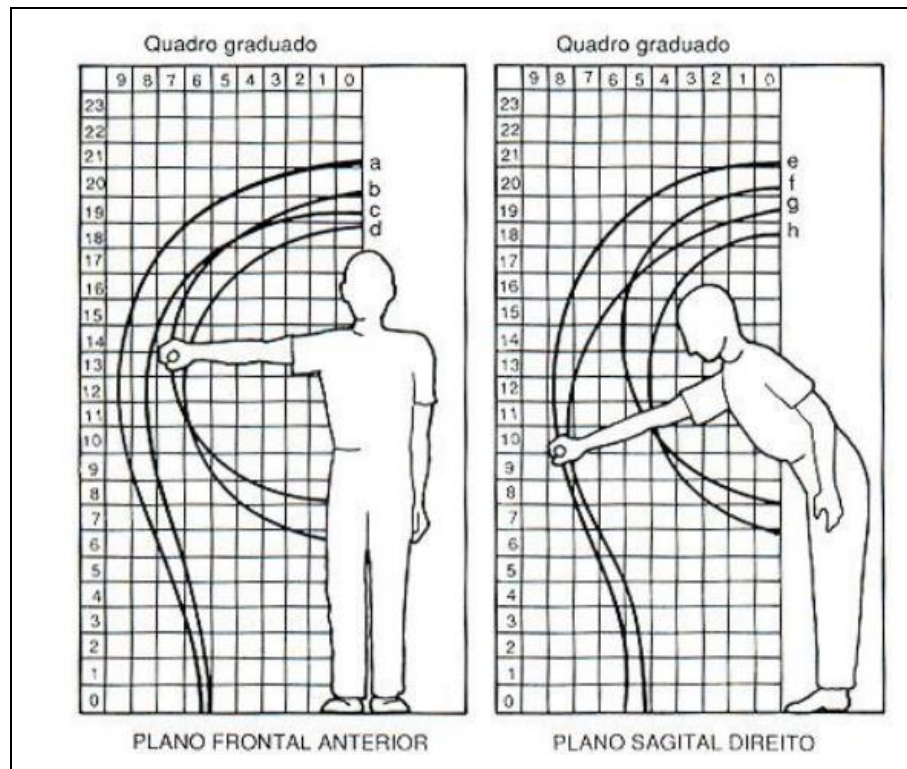
Figura 5. Curva de distribuição de perfis antropométricos (a) e respectivas formas corporais (b) (International Ergonomics Association).

Dessa forma, a curva de distribuição dos percentis nos diz simplificada, que a maioria de uma população humana é composta, estatisticamente, por indivíduos de estatura média, nem muito baixos, nem muito altos. Os indivíduos correspondentes aos extremos da curva, o percentil 5 e percentil 95, por exemplo, representam apenas uma pequena parcela da população conforme a distribuição de

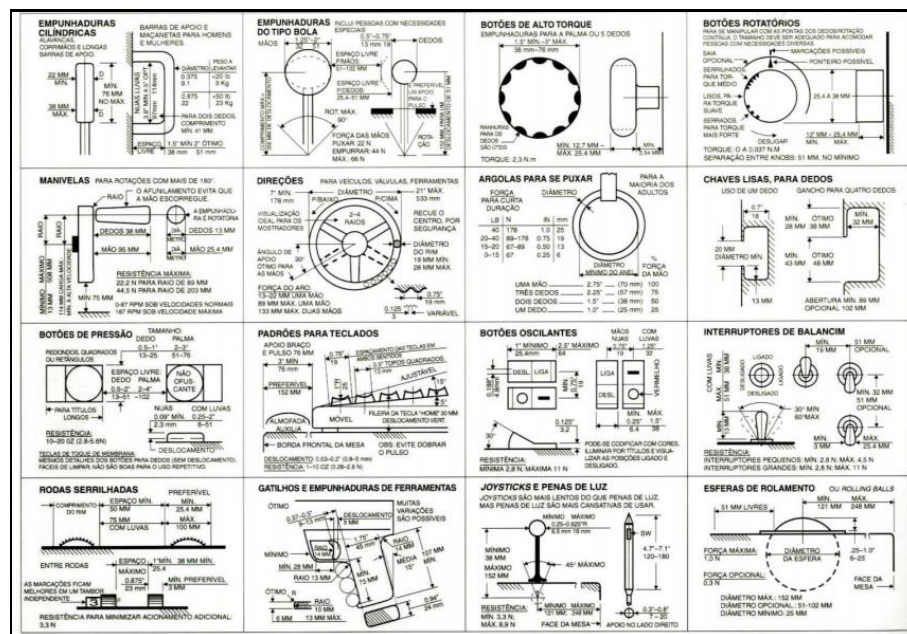
frequências. Desse modo, por exemplo, o percentil 5 feminino aparece em 5% das frequências, e corresponde a dimensões corporais menores. O percentil 95 masculino, por sua vez, cobre também apenas 5% das ocorrências, porém possui medidas bem superiores ao anterior. Estatura é apenas uma das medidas utilizadas para descrever os percentis. Importante salientar que esses perfis variam conforme a idade e sexo do indivíduo. Em estudos de ergonomia, costumou-se adotar aqueles de idade jovem adulta, por volta dos 30 anos de idade, e o gênero deve ser explicitado no estudo.

Essas medidas se referem ao corpo parado ou com poucos movimentos. Apesar disso, o *package* automotivo e a ergonomia do produto são projetos voltados, ou orientados, a tarefas. Essas tarefas correspondem a operações de uso do objeto em estudo. Então no caso de um veículo, uma tarefa em análise poderia ser a manobra de rotação do volante. Assim a ergonomia dinâmica mede os alcances dos movimentos, por exemplo, e é aplicada em trabalho com muitos movimentos corporais. Já a ergonomia funcional estuda a execução de tarefas específicas e com movimentos conjugados, conforme exemplificado na “Figura 6”.

Porém ambas estão associadas à análise da tarefa, sendo algumas outras definições importantes. Frequência diz respeito a realizar quantidades posturais e de movimentos inadequados. São consideradas posturas estáticas aquelas que duram mais do que vinte segundos (Colombini, 2008). Já o esforço dinâmico é aquele realizado pela contração da musculatura onde há um movimento do segmento, podendo ser movimentos repetitivos ou não. Por sua vez, tarefa repetitiva se caracteriza pela “repetitividade, biomecanicamente definida, como o número de movimentos que ocorrem em uma determinada quantidade de tempo” ou simplesmente “o tempo necessário para completar uma atividade” (Andersen, 2010).



(a)



(b)

Figura 6. Ergonomia orientada a tarefas funcionais (a). Dimensões e formatos aconselháveis aos respectivos objetos dessas tarefas (b) (Henry Dreyfuss Associates).

O interior de um veículo durante sua direção pode ser considerado um espaço de trabalho, e quando falamos em seu dimensionamento, estamos interessados basicamente em duas coisas: postura do usuário e tipo de atividades manuais

desempenhadas por ele. Ambos consideram fundamentalmente o esforço, estático e dinâmico, exercido pela pessoa, especialmente em tarefas repetitivas. Essa carga é chamada de carga biomecânica, e seus valores máximos admitidos para preservar a saúde do operador são normatizados na legislação trabalhista para determinadas tarefas, como por exemplo, aquelas que exigem levantamentos de caixas de transporte. É prejudicial permanecer em posturas inadequadas por certo período de tempo. Nos dizeres do Artigo 198 da CLT é de 60 kg (sessenta quilogramas) o peso máximo que um empregado pode remover individualmente, ressalvadas as disposições especiais relativas ao trabalho do menor e da mulher.

Já a Norma Regulamentadora NR 17, do Ministério do Trabalho, preceitua que o levantamento, transporte e descarga individual de materiais (carga biomecânica) não deverão ser exigidos nem admitidos o transporte manual de cargas, por um trabalhador, cujo peso seja suscetível de comprometer sua saúde ou sua segurança e o transporte e a descarga de materiais, feitos por impulsão ou tração de vagonetes sobre trilhos, carros de mão ou qualquer outro aparelho mecânico deverão ser executados de forma que o esforço físico realizado pelo trabalhador seja compatível com sua capacidade de força e não comprometa a sua saúde ou segurança. Mesmo que uma carga seja leve, a postura exigida para sua consecução, a longo tempo especialmente, pode causar desde o desconforto até lesões graves na musculatura e tendões, conforme exemplificado na “Figura 7”. Daí a importância de se avaliar tanto postura quanto esforço manual aplicado na direção de um veículo.

Na prática esse levantamento pode ser feito por pesquisas com entrevistados por meio de aplicação de questionários que avaliam os níveis de desconforto sentido pelo usuário. Essa é uma avaliação subjetiva, pois desconsidera fatores de influência como estado psicológico do entrevistado. É possível também medir, ou ao menos estimar, esses fatores computacionalmente. Algumas ferramentas já permitem simular posturas com uso de modelos virtuais de pessoas, e assim saber o desconforto possível causado em determinada região do corpo devido ao tempo de permanência naquela posição. Essas recomendações de tamanho e formato dos objetos serão importantes no design dos itens internos do veículo, como por exemplo, o diâmetro máximo e mínimo da manopla de câmbio.

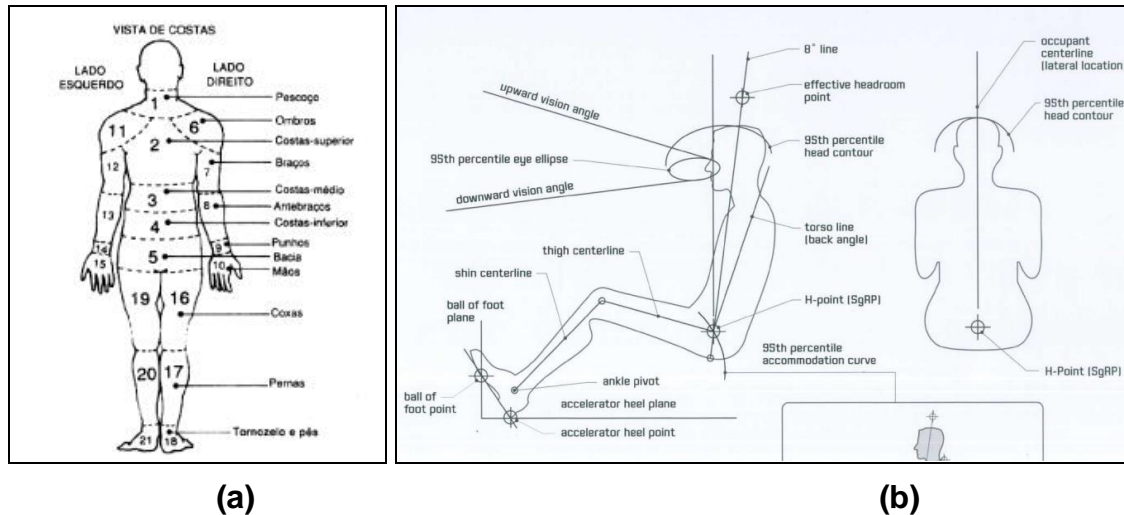


Figura 7. Disposição das regiões de desconforto no corpo humano (a) e postura principal de análise para *package* (b) (Macey, 2009).

O conhecimento da biomecânica, ao informar as limitações anatômicas naturais do corpo humano quanto ao movimento das articulações, e os respectivos pontos de maior tensão sentida, ajuda a determinar qual a melhor maneira de executar uma tarefa manual, e conseqüentemente a melhor definir o *layout* de distribuição dos instrumentos de trabalho ou operação de uma máquina, como um carro por exemplo. A ergonomia veicular não se restringe ao estudo da postura e esforço anatômico de motorista e passageiro. Dentro da ciência dos fatores humanos, outro setor de importância no design do interior de um veículo é a disposição das informações, sobretudo as contidas no painel de instrumentos. A interação humana-máquina deve ser a mais intuitiva e segura possível. Assim, as informações ali contidas devem ser de fácil e rápido entendimento, uma vez que sua má ou demorada interpretação podem aumentar os riscos de acidentes durante a condução do carro. Fatores como forma dos objetos, luz disponível no ambiente, acessibilidade visual, dentre outros são fundamentais na definição da distribuição das informações do painel aos condutores. Trata-se da ergonomia cognitiva, exemplificada na “Figura 8”, onde o grau de percepção do ser humano a determinado sinal de entrada, ou estímulo de comunicação, seja visual ou sonoro, exerce grande importância, e é determinado por como o sistema nervoso processa essa informação.



(a)

(b)

Figura 8. Interface do usuário moderna (a) e exemplo do princípio Gestalt em percepção da informação (b) (Tesla Motors, 2018 e Bae, 2016).

O *package* veicular diz respeito principalmente ao layout de disposição dos subsistemas de um veículo, como por exemplo, onde está localizado motor, transmissão e *cockpit*. Ele se liga a ergonomia exposta previamente principalmente por meio da postura dos ocupantes. O espaço interno disponível para os mesmos faz parte da definição de *package*, assim como as demais dimensões gerais do veículo, logo após as etapas de concepção de design externo e interno. É nele que visualizamos, especialmente em vistas bidimensionais de raio-x, a posição de ocupação de motorista e passageiro, as distâncias mínimas destes para o forramento interno da porta por exemplo, a localização dos pedais em relação ao centro geométrico do motorista, a localização do trem-de-força (*mid-engine, coupé*, etc). Em suma, o *package* veicular é a organização espacial dos componentes automotivos de forma harmônica e a aperfeiçoar o espaço necessário.

2.3 NORMATIZAÇÕES SAE

A *Society of Automotive Engineers* (SAE) especifica normas para cada análise de ergonomia veicular, em especial de *package* automotivo. As principais utilizadas como guias de projeto nesse trabalho estão descritas brevemente a seguir.

2.3.1 SAE J1100: Dimensões Externas Gerais do Veículo

A primeira norma que se utiliza no projeto de *package* automotivo é a Norma SAE J1100 de 2001, a qual define as principais cotas para dimensionamento do espaço interno para ocupantes, porém os métodos para medição instrumental

dessas medidas durante o projeto de um novo veículo são especificados na Norma SAE 826. Essas principais medidas estão mostradas na figura no “Anexo XIII”. Ela define os pontos de *H-Point* e *Ball-of-Foot*, por exemplo, que conceitos fundamentais por serem pontos de partida para o desenho de ergonomia baseada em percentis antropométricos. Além de medidas internas, para todas as fileiras de ocupantes dependendo do veículo, ela expõe algumas medidas externas principais também, como distância entre-eixos por exemplo. SgRP ou H-Point significa o ponto central de pivotamento do tronco no corpo humano, considerando a posição sentada de pilotagem no veículo.

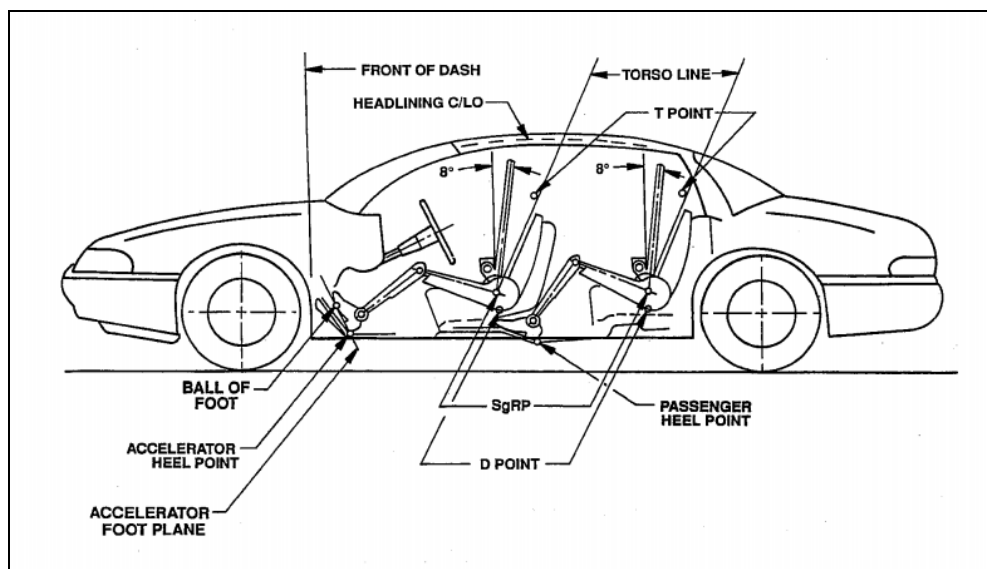


Figura 9. Principais pontos de package.

As medidas são feitas tendo como referência um plano tridimensional de coordenadas, conforme os eixos “x” (comprimento), “y” (largura) e “z” (altura). O ponto zero desse sistema fica na ponta dianteira do veículo, próximo a extremidade da grade frontal. As iniciais H, L e W nas cotas indicam altura (*height*), comprimento (*length*) e largura (*width*), respectivamente.

2.3.2 SAE J1052: Determinação do Contorno da Cabeça dos Ocupantes

Posteriormente, a Norma SAE J1052 de 2003 define os procedimentos para construção do contorno da cabeça dos ocupantes. Trata-se de uma forma espacial em três dimensões que expressa geometricamente as possíveis localizações do ponto extremo da cabeça de motorista e passageiro no interior do veículo,

considerando a posição sentada definida na Norma SAE J826. Ela é importante por representar visualmente o limite estatístico acomodação da cabeça dos perfis antropométricos no carro. Isso serve medirmos a distância mínima – ou *minimum clearance* – entre um ponto desse contorno e alguma parte do veículo, como coluna B, por exemplo, e assim evitar possíveis choques mecânicos. Para um percentil 95, a forma geométrica obtida significará que as 95% ocorrências possíveis de posição da cabeça estarão dentro desses limites. Porém não significa que apenas 95% da cabeça do ocupante estarão dentro da abóboda.

2.3.3 SAE J826: Instrumentos para Medição da Acomodação do Assento

A Norma SAE J826 de 2007, por sua vez, serve de dados de entrada para as demais normas citadas anteriormente. Trata-se de um guia para mensuração e determinação da acomodação do motorista e passageiro por de instrumentos de medição específicos. Utiliza-se uma espécie de manequim, ou *dummy*, mostrado na “Figura 10”, que simula um ocupante humano na posição sentada de pilotagem, e a partir dele, conhecem-se pontos como o *H-Point* e *Ball-of-Foot* citados anteriormente. Trata-se do procedimento ótimo para determinação das medidas iniciais de ergonomia especificadas na Norma SAE 1100, utilizado na indústria automotiva. Porém, no presente estudo essa mensuração será realizada diretamente em ambiente computacional de simulação da construção humana.

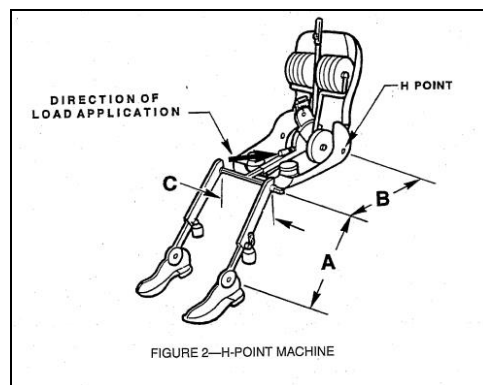


Figura 10. Máquina utilizada para medição do H-Point (SAE, 2007).

2.4 TIPOS DE ESTRUTURAS VEICULARES

Quando falamos na estrutura que compõe um veículo, estamos interessados principalmente no seu chassi, apesar do conjunto das suspensões, carroceria e

demais componentes mecânicos fazerem parte de sua estrutura. O chassi desempenha um papel principal na conferência de rigidez estrutural ao veículo, além da proteção de segurança aos passageiros (Aird, 1997). Sua rigidez torcional elevada caracteriza um veículo com boa dirigibilidade e segurança (Moura, 2018). No mercado atualmente, existem diversos tipos de construção para eles, as quais se adequam a cada projeto de acordo com as necessidades de desempenho e tipo de veículo. A seguir temos os principais tipos de chassis veiculares.

O primeiro tipo, e mais comum na fabricação de veículos automotores é o chassi do tipo monobloco ou *unibody* mostrado na “Figura 11”. Sua construção é feita pela união de componentes diversos estampados em chapas de aço de diferentes tipos por soldagem. As partes metálicas vindas dos processos iniciais são unidas por máquinas via encaixe e dobramento, para posterior soldagem. Os tipos mais usados são solda TIG a laser e, em especial, a solda-ponto. Porém, outros processos como rebitagem e parafusamento podem ser usados na armação de um chassi com carroceria monobloco.

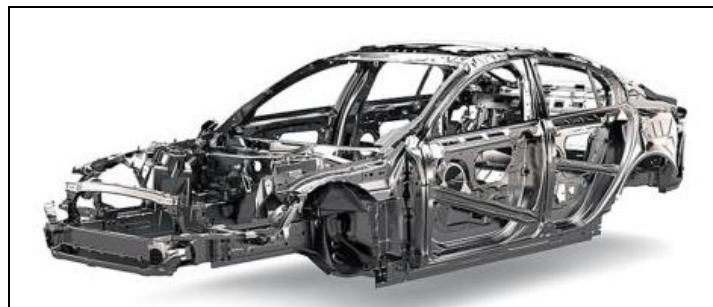


Figura 11. Chassi do tipo monobloco (PrimerMagazine.com).

Uma característica fundamental desse tipo de chassi consiste no fato de que os componentes da carroceria soldados ao monobloco tais como para-lamas, teto e assoalho, são estruturais e têm a função, entre outros, de absorver impactos em caso de acidente (Genta, 2009). Contudo, possui desvantagens como a impossibilidade de substituição sem um novo processo de soldagem, o qual afeta a rigidez do conjunto. Resumidamente, têm-se as seguintes vantagens e desvantagens, respectivamente:

- Escalabilidade – facilidade de produzir em grandes quantidades – e versatilidade – maior flexibilidade de fabricar uma grande diversidade de modelos e versões na mesma linha de montagem;

- Simplificação da manufatura e redução de custos de produção, com a possibilidade de compartilhar componentes entre uma grande miscelânea de modelos, além da padronização do controle de qualidade, com maior estabilidade dos processos.
- Alto custo de desenvolvimento permite que apenas grandes empresas desenvolvam uma plataforma monobloco; pois exige alto investimento em maquinário e treinamento para produção;
- Impossibilidade de trocar componentes da carroceria sem processos de soldagem, posto que seus componentes sejam estruturais. Um reparo de baixa qualidade pode comprometer a rigidez do conjunto.

O segundo tipo mais comum é o carroceria sobre chassi, ou *body-on-frame*, mostrado na “Figura 12”. Utilizado em picapes, utilitários, ônibus e caminhões devido à sua robustez e versatilidade na instalação, manutenção e substituição de acessórios como baús e caçambas. Essa configuração foi a primeira a ser utilizada em larga escala e consiste de uma estrutura de perfis de aço, nos quais todos os demais componentes são fixados, incluindo a carroceria. Esse tipo de construção foi largamente empregado nos anos 60, em especial nos Estados-Unidos, porém passou a ser substituída pelo monobloco por razões de peso, segurança veicular, comportamento dinâmico e evolução nos processos de produção.

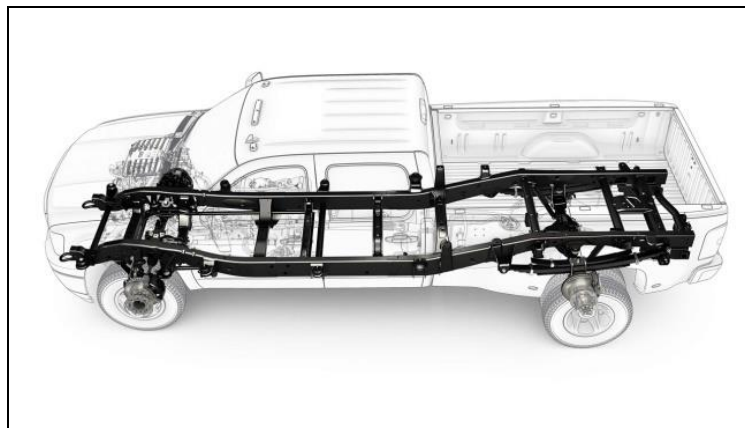


Figura 12. Chassi do tipo escada-*body on frame* (MigWelding.uk).

Nesse tipo de chassi toda a carga estrutural é suportada pela estrutura de perfis de aço, e sua carroceria não exerce função estrutural, não influenciando consideravelmente a rigidez torcional por exemplo. Apesar do peso elevado, uma vantagem da construção do tipo carroceria sobre chassi consiste na fácil substituição

dos componentes mecânicos. Nos anos 1950, era comum na indústria norte americana as montadoras realizarem pequenas alterações de design ao mudar o modelo dos automóveis. Assim, uma modificação muito comum consistia em trocar itens como lanternas, faróis e para-lamas pelos das linhas mais recentes, uma vez que eram unidos ao chassi por parafusos ou rebites, sendo assim de fácil substituição, se comparado ao caso de união permanente por soldagem. Este tipo de alteração é mais difícil ou quase inviável em modelos do tipo monobloco, pois os componentes da carroceria são estruturais.

- Pode ser produzido em larga escala, possui alta capacidade de carga e grande rigidez e durabilidade;
- Versatilidade na utilização de implementos;
- Alto peso total e desempenho inferior aos outros tipos em impactos;
- Comportamento dinâmico inferior e maior presença de ruídos quando o veículo ganha idade;

Por fim, temos o chassi tubular ou *spaceframe*, mostrado na “Figura 13”. Utilizado em modelos fora-de-série e de fabricação em pequena escala, o chassi tubular permite a construção de estruturas leves, resistentes e versáteis, permitindo a variação nos tipos de acessórios, equipamentos e carrocerias. É a configuração que possui a montagem mais simples, baseada na soldagem manual de tubos e perfis.

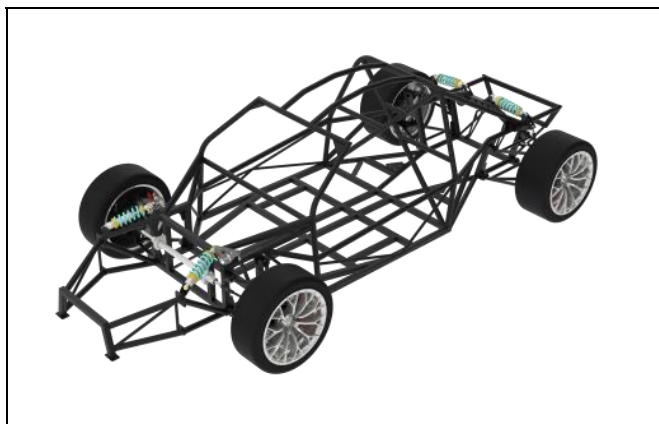


Figura 13. Chassi do tipo *spaceframe* (PerformanceMetals.uk).

É muito comum esse tipo de configuração ser usada por pessoas que constroem carros na garagem de casa, pois sua fabricação dispensa maquinário de

custo elevado. Máquina de solda e ferramentas básicas são suficientes para produzir uma estrutura tubular. Entretanto, todas as solicitações de carregamento são absorvidas pelo chassi tubular e sua carroceria não tem função estrutural, podendo ser fabricada de qualquer material. A fibra de vidro é a opção mais comum devido ao seu baixo peso, custo e processo de fabricação relativamente simples.

- Boa rigidez torcional, e baixo peso;
- Baixo custo de fabricação, pois não exige equipamentos caros para ser produzido - processo de fabricação simples;
- Porém não pode ser produzido em grande escala e o controle de qualidade não pode garantir uniformidade dimensional;
- Limitado a modelos pequenos e leves, a estrutura não apresenta bom comportamento em veículos maiores;
- Baixa durabilidade na maioria dos casos e presença de ruídos em exemplares mais velhos.

Por fim, vale acrescentar que o chassi é o esqueleto do carro. Muitas vezes, nos perguntamos por que alguns modelos de mesma categoria, motorização e preços são muito mais rápidos e prazerosos de dirigir em comparação com seus concorrentes, posto que todos os dados técnicos sejam muito parecidos. A resposta está nos chassis, item invisível que influencia no desempenho e prazer ao dirigir de um veículo. As notas nos *crash tests* dependem menos da quantidade de *airbags* do que da construção dos chassis do veículo. A proteção contra impactos e comportamento dinâmico do veículo se submete a um chassi bem construído, assim como sua durabilidade, presença ou ausência de ruídos ao longo do seu envelhecimento.

3 PROPOSTA DE DESIGN AUTOMOTIVO

3.1 CONCEPÇÃO DO CONCEITO

Agora considerando mais especificamente o desenho em si, e nem tanto a filosofia por trás do design. O primeiro passo na criação de um novo conceito de veículo é a concepção de design do mesmo. Isso envolve três passos principais: a definição da categoria do veículo desejado a se criar; o comparativo de mercado com modelos de referência os mais semelhantes o possível do desejado, procedimento também conhecido como benchmarking; e por fim, a geração dos primeiros esboços de alternativas de design veicular. Assim, a partir disso definiu-se o estilo de estética desejado para o conceito, dimensões gerais aproximadas, definição de categoria (posicionamento de mercado) e levantamento de modelos de referência, mostrados na “Figura 14”.



Figura 14. Veículos de referência (PistonHeads.com).

O posicionamento no mercado quanto à categoria do veículo proposto, bem como o levantamento dos concorrentes diretos para referencia é definido a partir do próprio tipo de carro que se deseja projetar, e estão mostrados na “Figura 14”. Essa escolha é feita, nas empresas, geralmente, pelos dirigentes de alta cúpula, e envolve fatores complexos que fogem ao escopo desse projeto. Aqui, essa escolha fica a cargo do próprio desejo (ou requisição inicial) do cliente que gerou a demanda. Ele gostaria de ter um veículo semelhante ao Caterham Seven, por razões de valor sentimental e gosto pessoal. Assim, já temos o principal modelo de referência (ou concorrente direto podemos assim dizer) que é o Caterham Seven. Esse veículo é um modelo clássico fabricado pela britânica *Catheram Cars Inc.* Sua influência e

importância histórica são notórias. Trata-se de um carro considerado clássico entre os mais aficionados por automobilismo. Esse apego ao estilo original influencia a relação de consumo por parte do cliente, portanto, deve-se ter em mente o respeito às linhas da aparência originais na criação do *redesign*. O novo conceito não deve ser tão próximo do original a ponto de copiá-lo literalmente, nem tão distante a ponto de não se reconhecer a inspiração que o deu origem. Ademais, sabemos então que o conceito proposto deve ser um veículo esportivo leve biposto do tipo *kitcar*. Outro concorrente direto que pode ser usado como modelo de referência é o *Lotus Seven*, que inspirou o Caterham. Além do segmento mostrado na “Tabela 1”, tem-se que quanto à classificação automotiva, na “Figura 15”, estaria localizado mais perto do quadrante “prestígio” e “on-road”. É um carro esporte/passeio para uso recreativo (de alta *performance* em circuito fechado) e de transporte de passageiro (em vias públicas). Não costuma ser um carro para uso corriqueiro do dia-a-dia, pois se tornou um artigo de luxo para colecionadores e aficionados por automobilismo.

Tabela 1. Classificação de mercado do conceito.

Segmento	Categoria	Concorrentes (Referências)
Esportivo Leve (Luxo/Colecionáveis)	Roadster	Lotus Seven Caterham Seven

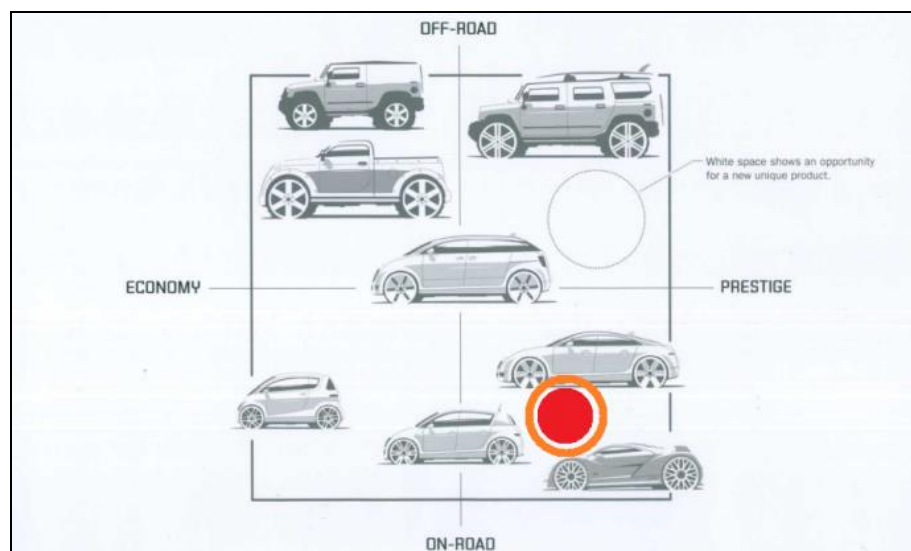


Figura 15. Posicionamento de mercado em categoria do conceito (Macey, 2009-Modificada).

3.2 DEFINIÇÃO DE DESIGN EXTERNO

A principal importância da etapa anterior é a definição das dimensões externas principais do veículo, com respeito à proporção que define a estética característica do segmento do veículo. Carros esportivos tendem a serem mais compridos, largos e baixos, enquanto veículos *off-road* são, em sua maioria, mais altos, devido a fatores de desempenho e de visual. O nosso conceito deve então ter a proporção característica da categoria dos esportivos leves *on-road*, isto é, comprimento exagerado em relação a altura. Partimos das dimensões externas principais do modelo de referência um para definição do tamanho preliminar do conceito, a partir das informações mostradas na figura no “Anexo II”. Uma das ideias iniciais era adaptar o trem-de-força de uma *pick’up* ao projeto do conceito. Com isso, as dimensões externas ficariam limitadas pelas dimensões de entre-eixos e bitola desse modelo de referência dois, mostrados na “Tabela 2”. Esboços de design foram criados a partir disso, e estão exemplificados na “Figura 16”, porém verificou-se que a proporção fica prejudicada, sendo logo a ideia abandonada.

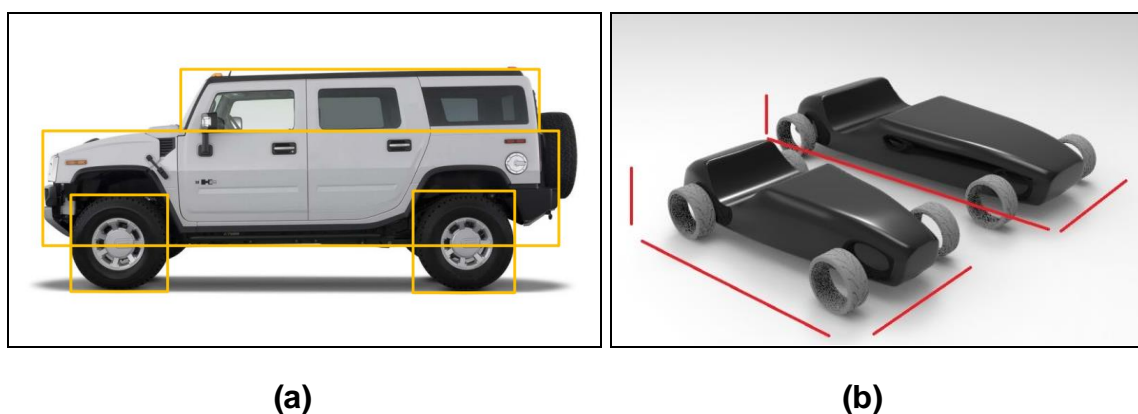


Figura 16. Exemplo de aplicação de proporção em design (a) e comparativos de candidatos de design em tempos de proporção (b) (Bae, 2016 e Autor, 2018).

Tabela 2. Comparativo de dimensões externas dos dois modelos de referência.

Modelo	Entre-eixos (mm)	Bitola-dianteira (mm)	Bitola-traseira (mm)
Referência Um (Caterham Seven 720S)	2225	1336	1336
Referência Dois (<i>Pick’up</i> S10)	3096	1570	1570

Prosseguindo aos *sketches* de ideação para gerar candidatos de design externo para o veículo usou-se o *brainstorm*, ilustrado na “Figura 17”. Aqui a regra principal na hora de criar os desenhos foi tentar manter a identificação com o teor clássico do veículo original, mas também dar uma cara nova a carroceria de modo a

criar sua própria identidade (marca) com traços mais arredondados (pelo uso de formas orgânicas e linhas fluidas) e modernos. Naturalmente prossegue-se a próxima etapa que é o refinamento das ideias iniciais, conforme a “Figura 18”.

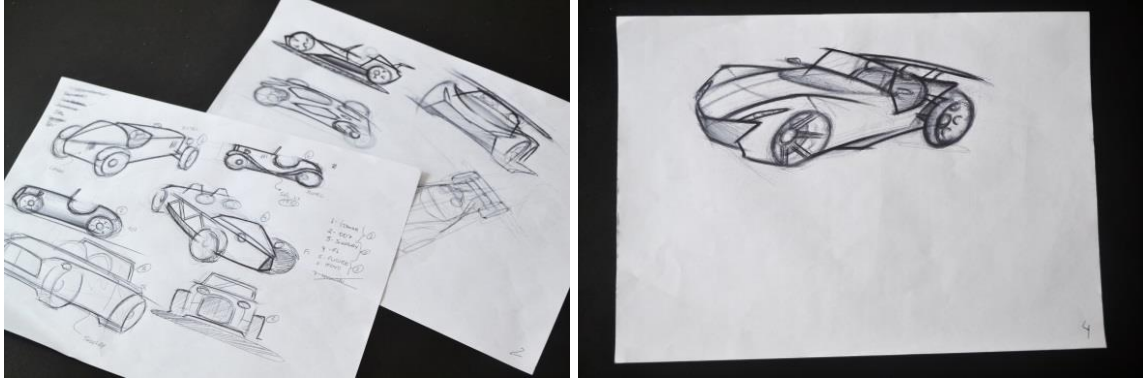


Figura 17. Geração de ideias: primeiros rascunhos de candidatos de design (Autor, 2018).

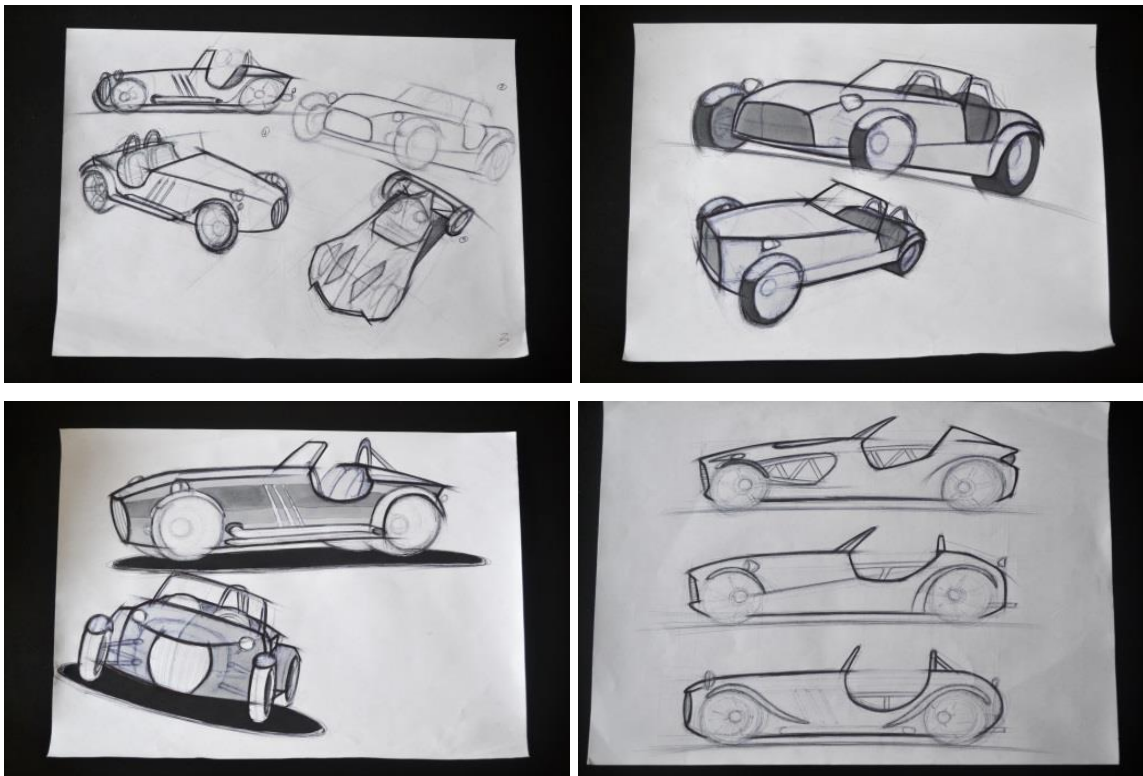


Figura 18. Refinamento de candidatos de design (Autor, 2018).

Por fim, na etapa conhecida como *clustering* agrupa-se candidatos com características semelhantes a fim de se escolher o melhor dentre eles. As linhas de tendência, no *sketch*, ajudam a visualizar o volume mesmo em duas dimensões, e mostra as principais curvas características da forma do carro. Por fim, para melhor visualização e comunicação da ideia, procede-se à renderização digital, mostrada na “Figura 20”, feito manualmente com uso de *tablet* digitalizador e software de desenho digital, para criação do efeito de sombra e luz dando a impressão de

volume. Adotou-se o nome FGSeven para designar o conceito final escolhido.

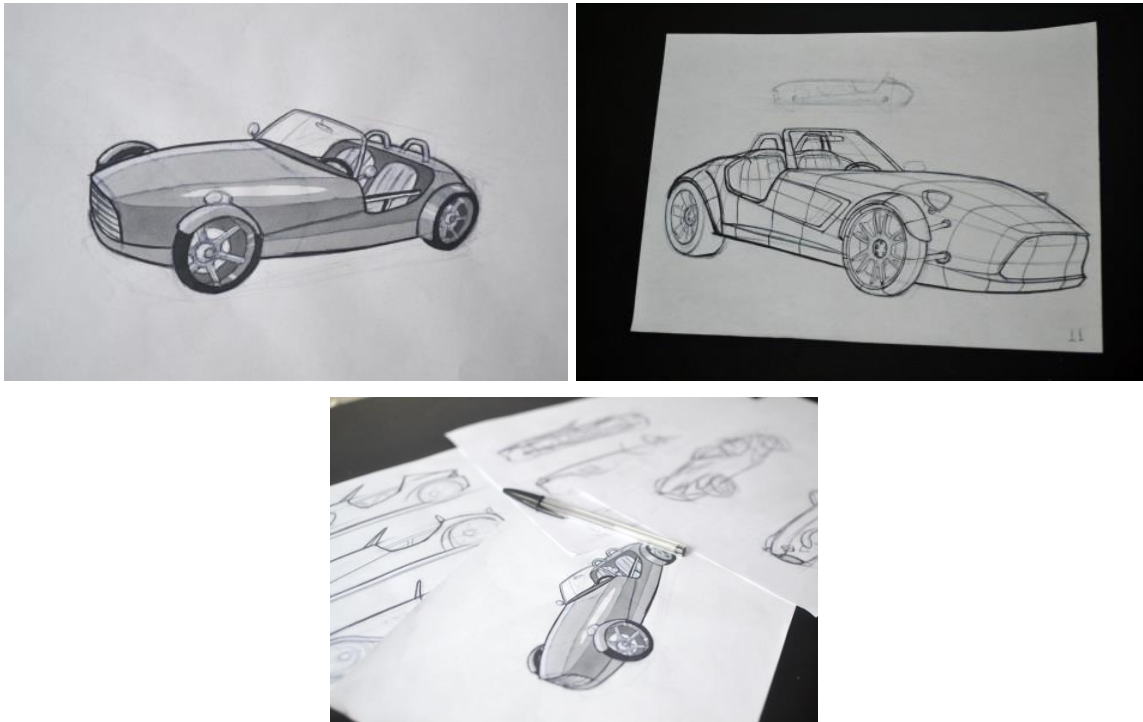


Figura 19. Proposta final de concepção em design do conceito FGSeven (Autor, 2018).



Figura 20. Sketch em meio digital. (Autor, 2018)

3.2 CONSTRUÇÃO DO MODELO CAD DA CARROCERIA

Antes de prosseguir, é preciso reiterar as técnicas e ferramentas usadas na etapa anterior. Como dito anteriormente, os vários esboços, os rascunhos de sketch, feitos por *brainstorm* de ideias, foram desenhados manualmente com caneta

esferográfica em papel. Já quanto às técnicas de desenho aplicadas, tem-se a perspectiva de três pontos e o princípio de tensão. Essa última é uma metodologia que ajuda a definir a forma de um objeto, portanto, trata-se de um critério subjetivo, de muitas vezes difícil definição. Porém podemos dizer que as regras básicas para criação dos formatos dos desenhos são equilíbrio e tensão das formas geométricas. Pode-se observar que a estética da carroceria sofre influência primordial do modelo de referência. Tentou-se modernizar as formas, arredondando-as, uma vez que veículos da década de 70 tinham a característica de terem formas mais quadradas. Por ser de maior expressividade para a composição do design externo, a carroceria é trata a parte nesta seção, diferentemente dos demais componentes do conceito.

Ora, já temos uma boa noção da forma geométrica tridimensional que desejamos para a carroceria por meio dos desenhos da etapa anterior. Basta agora transcrevê-las para um o espaço tridimensional com auxílio de ferramentas CAD. Para facilitar essa tradução, primeiro desenhamos as vistas ortogonais (superior, lateral, frontal e traseira) seguindo os esboços de *sketch*, mostrados na “Figura 21”. Isso foi feito vetorizando os desenhos digitalizados e refinando as vistas, no software Adobe Illustrator..

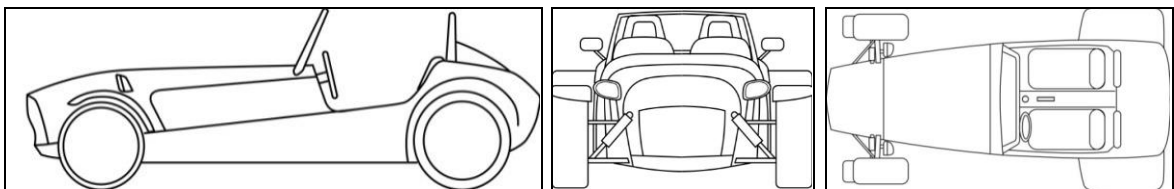


Figura 21. Pré-vistas do conceito (Autor, 2018).

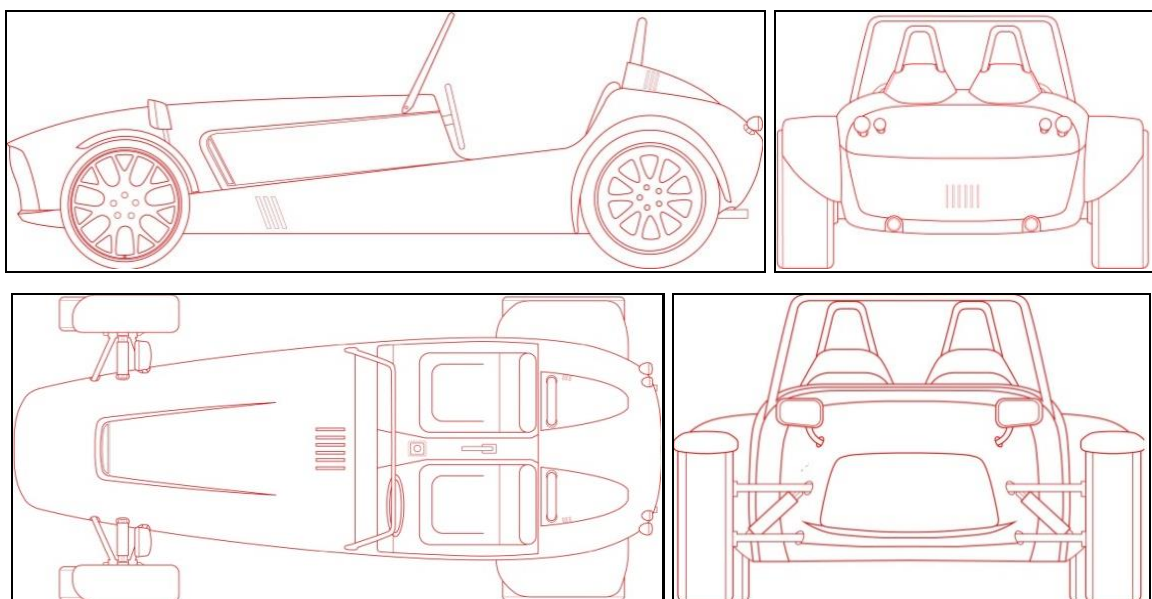


Figura 22. Vistas refinadas do conceito (Autor, 2018).

Esses desenhos, ilustrados na “Figura 22”, serão usados como guias para construir as formas 3D em CAD. Elas são importadas selecionando cada plano correspondente para o CATIA no ambiente *SketchTracer*, dentro do ambiente de modelagem, conforme mostrado na “Figura 23”. Agora partindo pra fase de seleção e refinamento de ideias, a partir dos candidatos gerados anteriormente, seleciona-se com o cliente qual foi a melhor alternativa, e aprimora-se ela do ponto de vista do formato da carroceria e dimensões externas gerais. O render digital 2D que representa essa proposta preliminar mais próxima do carro desejado final foi feita em software de desenho digital a partir dos desenhos escaneados mostrados anteriormente. Luz e sombra ajudam a dar a impressão de realismo ao desenho, para visualizar ele mais perto do modelo real possível. É um importante recurso de apresentação de conceito de produto, e mais rápido e menos oneroso que o modelo CAD completo, conforme será apresentado no próximo passo.

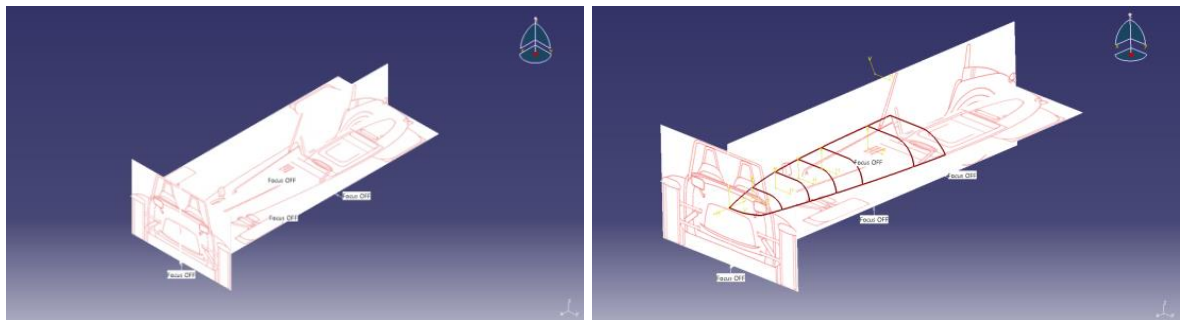


Figura 23. Construção inicial do *wireframe* da carroceria (Autor, 2018).

Tendo os desenhos das vistas como guias, foram construídas linhas no ambiente *GenerativeShapeDesign* (GSD), por ele permitir a criação de superfícies (cascas) e não sólidos. As linhas foram desenhadas em duas dimensões como *sketches* tendo sempre um plano como base. Para garantir a conectividade entre uma linha e outra foi usado a restrição (*constraint*) de coincidência entre os pontos em comum de cada extremidade da curva. Isso representa o esqueleto inicial da carroceria ou *wireframe*. A partir deles são criadas as superfícies que fecharam e darão forma a carroceria. Isso é feito utilizando a ferramenta *Multi-SectionSurface*, a qual usa uma linha perfil e linhas guias para criar formas tridimensionais de superfície.

Algumas regiões menores e simples foram feitas usando apenas a operação de *Loft*. O resultado está apresentado na “Figura 24”. Essa é uma casca bruta, ela ainda precisa passar por refinamento para adição das entradas de ar, contornos dos cantos, furos para escapamento, entre outros. Uma forma de volume foi criada no *Imagine&Shape* por sua facilidade e rapidez apenas para dar a noção de volume antes de criar as superfícies. O volume dado a superfície convertendo a em sólido foi possível com a ferramenta *Thicknes*, a qual cria um *offset* da espessura desejada, sendo 7mm no caso, já em ambiente *partdesign*. Isso será útil nas simulações futuras onde se desejam utilizar elementos sólidos.

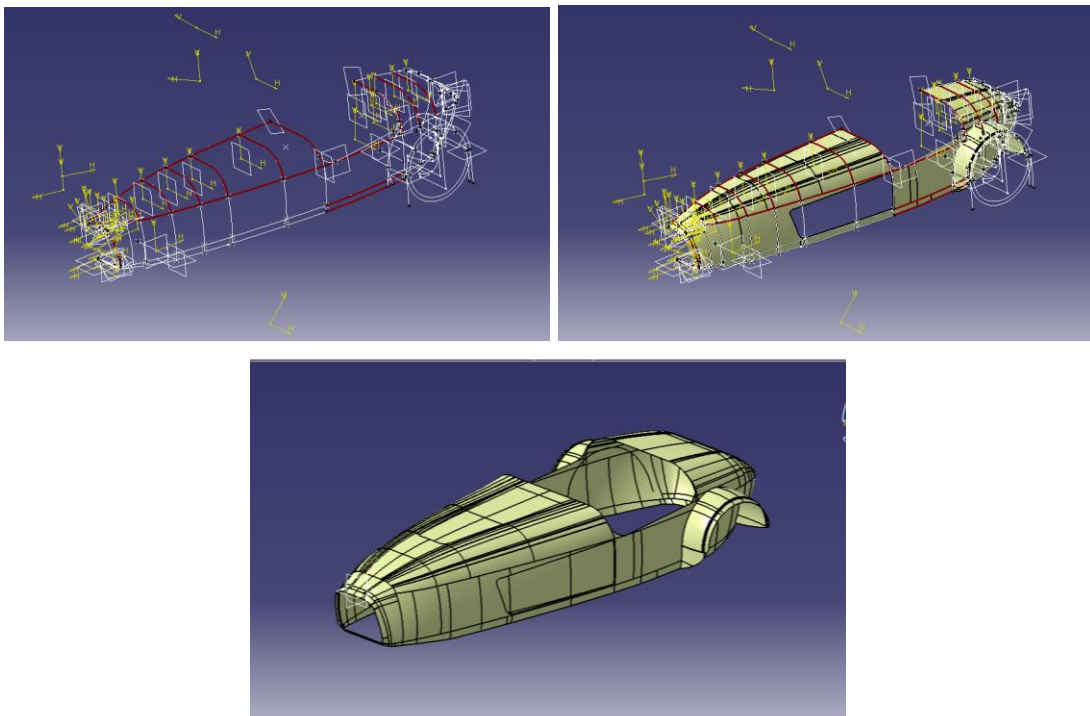


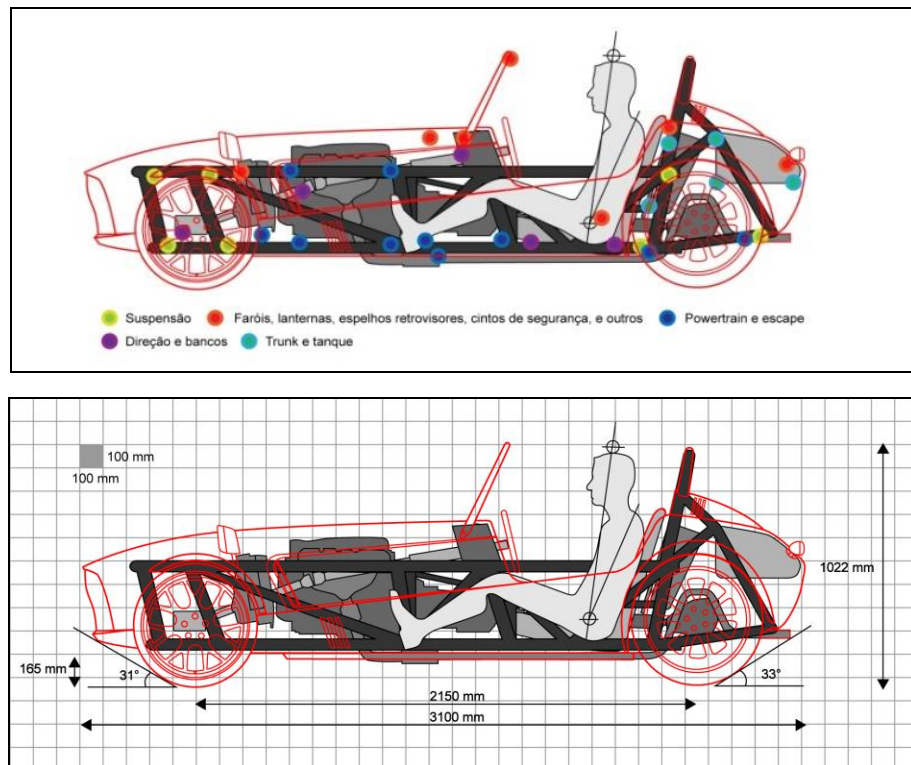
Figura 24. Etapa intermediária e final de construção das superfícies da carroceria (Autor, 2018).

O modelo CAD serve para melhor definir as linhas de contorno do formato da carroceria, e é necessário para gerar os arquivos de fabricação (desenhos técnicos e outros) devido a sua precisão e exatidão numérica. Ele é modelado a partir das vistas de desenho feitas manualmente e vetorizadas. É comum em nessa etapa fazer a combinação de técnicas de NURBS e polígonos dependendo do objetivo se deseja modelar. A parametrização que as curvas fornecem é útil para edições futuras, além da melhor qualidade das superfícies. Superfícies desse tipo são comumente chamadas de superfícies “Classe A”, e as continuidades entre linhas que garantem essa qualidade variam da designação de “G0” a “G3”, com melhoria crescente da curvatura entre cada ponto extremo. É importante atentar para a

editabilidade e fabricabilidade do desenho, a qual deve ser condizente com o que o maquinário pode produzir, isto é, um CAD deve ser fabricável, e para tanto deve ter dimensões e tolerâncias dentro de certos limites. Um exemplo são os raios mínimos de curvatura para estampagem de chapas metálicas, uma vez que a lataria da carroceria de aço é fabricada por estampagem em matrizes (moldes) que possuem limitações geométricas de fabricação.

3.3 PROPOSTA DE PACKAGE PRELIMINAR

Considerando a carroceria como principal definidora do design externo do veículo, é importante também definir os componentes secundários do veículo, que também definem sua aparência e funcionalidade (Macey, 2009). São eles: suspensão dianteira e traseira, chassi, faróis, componentes internos (bancos, volantes, painel, manopla de câmbio, e outros), escape, tanque de combustível, dentre outros. É importante defini-los nessa etapa inicial de projeto, pois eles devem ser considerados antes da modelagem para que caibam na estrutura, e tudo se integre em um só veículo. Aqui o *package*, mostrado na “Figura 25” e “Figura 26”, é dito preliminar porque ele passará a ser definitivo após a validação da ergonomia.



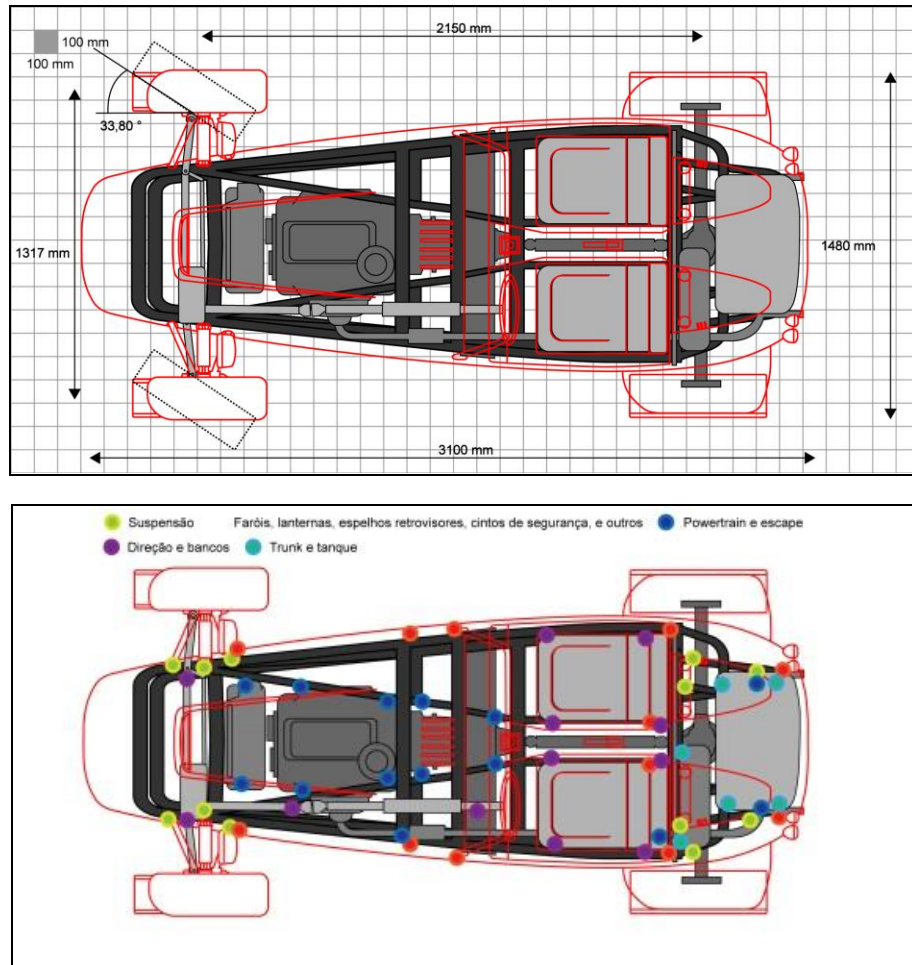


Figura 25. *Package* preliminar do conceito FGSeven (Autor, 2018).

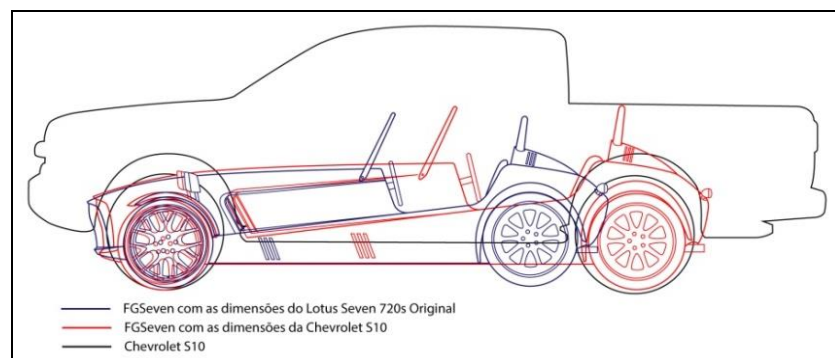


Figura 26. Comparativo de dimensões externas do conceito e modelos de referência (Autor, 2018).

3.4 CARACTERÍSTICAS GERAIS DO CONCEITO

Quanto ao comportamento em pista, o carro apresenta comportamento de sair de traseira nas curvas, devido a sua tração traseira de suspensão eixo rígido e geometria de suspensão dianteira. Esse comportamento foi aplicado porque o carro será de uso, também, recreativo em circuito fechado, e não apenas de passeio e

transporte de passageiros em vias públicas. O motor fica localizado logo atrás do eixo dianteiro e à frente dos ocupantes, o que distribui melhor seu peso longitudinalmente. O baixo centro de gravidade do veículo causado pelas suas dimensões (*H-Point* próximo ao chão) confere a ele uma boa estabilidade em curvas, apesar de prejudicar um pouco o conforto de pilotagem. Ademais, as outras características, mostradas na “Tabela 3”, se limitam muito à geometria das peças e componentes que serão reaproveitadas, e não construídas com as dimensões que se desejar. A manga de eixo, por exemplo, será adaptada de um modelo já existente. Os ângulos de Ackerman, por exemplo, devem se manter próximos dos do modelo de referência, o que lhe confere a mesma esterçabilidade de carro de competição.

Em relação as suas dimensões gerais, o conceito proposto apresenta medidas externas ligeiramente superiores ao modelo de referência, conforme mostrado na “Tabela 4”. Isso aumenta o espaço interno para os ocupantes, lhes proporcionando maior conforto ergonômico.

Tabela 3. Ficha técnica resumida para o conceito proposto (Autor, 2018).

Motorização	2.0 Gasolina (vel.máx: “160” km/h; “180” cv)
Motor	Longitudinal, atrás do eixo dianteiro
Transmissão	5 velocidades, manual.
Freios	À disco (dianteira), tambor (traseira)
Direção	Mecânica

Tabela 4. Comparativo de dimensões gerais (*CarDataBase.uk*, Acesso em: 2018).

Dimensão em mm	Modelo de Referência Um	Conceito Proposto (FGSeven)
Comprimento (<i>Lenght</i>)	3100	3480
Entre-eixos (<i>Wheelbase</i>)	2225	2380
Bitola Dianteira (<i>Front Track</i>)	1336	1550
Bitola Traseira (<i>Rear Track</i>)	1336	1550
Altura (<i>Height</i>)	1115	1140
Distância do Assoalho ao Chão sem Peso (<i>Ground Clearance Without Load</i>)	---	100

4 PROPOSTA DE ESTRUTURA VEICULAR: CONSTRUÇÃO DO MODELO CAD DO CHASSI

4.1 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DO CHASSI

O primeiro passo na concepção de um chassi veicular é definir qual o tipo deste, dentre os mais comuns: *spaceframe*, *body-on-frame* ou *unibody*. Essa escolha é baseada no tipo de veículo a ser projetado e em suas características desejadas. Por exemplo, chassis do tipo *spaceframe* são mais comuns em carros de competição leves devido à sua geometria mais “simples” e tamanha mais adequada a esse tipo de carro. Além disso, o fator processo de fabricação ou construção conta muito. Chassis desse tipo são constituídos de barras ou tubos (seja de seção quadrada ou circular) dobrados e soldados. Trata-se de um processo simples de construção se comparado com os dos outros tipos de chassi. Por isso sua preferência em veículos de produção em baixo volume, sendo quase que um processo artesanal. Carros de Fórmula SAE Mini Baja e SAE Elétrico, por exemplo, são praticamente todos feitos de chassis tubulares. O próprio modelo de referência utilizado neste trabalho possui chassi tubular. Já as estruturas do tipo *body-on-frame*, nas quais a carroceria é montada em cima de um chassi (do tipo escada, por exemplo) ou longarina, apresentam maior complexidade tanto geométrica quanto de fabricação, e são utilizadas geralmente em veículos de grande porte, como pick-ups e caminhões. Por último, os mais atuais são os chassi *unibody* - ou monobloco -, onde a carroceria e chassi são feitos em uma única estrutura, apresentando alta resistência e rigidez, porém seu custo de fabricação é o maior dentre todos os tipos de chassi.

Dado os motivos explicados, o tipo de chassi para o veículo proposto neste trabalho é do tipo *spaceframe*. É um chassi composto por tubos de aço dobrados e soldados. Possui tanto perfis de seção circular quanto quadrado, mas todos são fechados. A escolha por utilizar esses dois tipos de perfis se deve a dois quesitos: apelo estético e facilidade de fixação mecânica. Os perfis de seção quadrada facilitam a montagem de união de duas partes com parafusos por terem a superfície plana, sem necessitarem de suportes como nos de seção circular. Porém, o apelo estético de design, relevante neste trabalho, é maior em perfis de seção circular,

conforme tendência de mercado. Apesar de no modelo presente proposto, o chassi ficar quase que inteiramente coberto pela carroceria, temos em mente propor novos designs de carroceria nas quais partes do chassi fiquem expostas. Daí a necessidade de se utilizar desde já partes com tubos redondos, para que com uma carroceria futura diferente possamos utilizar o mesmo chassi, sem necessidade de construir um novo modelo. Sabendo o tipo de chassi que vamos utilizar, precisamos agora definir a geometria desses tubos, isto é, sua organização espacial. O resultado final pode ser visualizado na “Figura 27”.

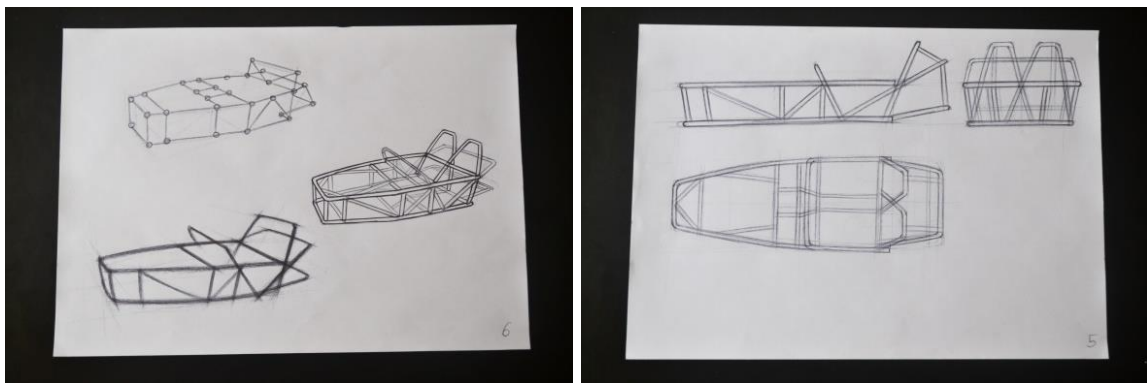


Figura 27. Esboços da geometria do chassi (Autor, 2018).

Isso porque um dos principais fatores na construção de um chassi tubular desse tipo é o que chamamos de treliça (Genta, 2008), ilustrada na “Figura 28”. É um princípio bem simples: uma estrutura composta por três barras (cujos pontos de união chamamos de nós) em formato de triângulo apresentará maior resistência a esforços de tração e compressão (vetores cortantes, e não normais) que outros tipos de configuração que seriam possíveis para as mesmas barras.

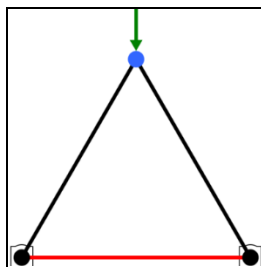


Figura 28. Exemplo de treliça (Dept. Eng. Civil, UFSC).

Por isso, a maior preocupação na hora de definir o desenho do chassi é formar treliças, tanto quanto possível, nos planos que o compõem. Depois desse fator, devemos considerar também é claro a distribuição de forma que foi proposta pela definição de design, isto é, o formato geral externo do chassi deve acompanhar

harmonicamente a forma da carroceria. Colocamos tubos onde se espera ter maior solicitação na estrutura. É claro que isso só se confirma com a realização de teste, seja simulados ou instrumentados, porém como fase de projeto, é uma boa iniciativa usar essa aproximação de engenharia com base no conhecimento teórico e experiência, como primeiro passo. Só iremos de fato saber onde a estrutura é mais solicitada e como ela se comporta, quando soubermos os tipos de esforço que ela está submetida, quais condições (se é um carregamento estático ou dinâmico). O modelo de referência nos fornece uma boa estimativa de onde é bom que as barras estejam posicionadas, seja para proteger os ocupantes, seja para reforçar a estrutura dando maior resistência mecânica, ou seja, para apoiar outros componentes do veículo (como o conjunto de *powertrain*, por exemplo).

4.2 CONSTRUÇÃO DO MODELO CAD DO CHASSI

Após todas essas definições técnicas, teremos a seguir como foi o processo de fato para construir visualmente em duas dimensões e três dimensões o chassi. A partir do que se conhece, como o chassi deve ser, quais os fatores a se considerar - conforme explanado acima, deve-se passar essas ideias para o papel (ou melhor, para o computador). O primeiro passo foi esboçar as ideias iniciais em papel com caneta mesmo, trata-se da técnica de *brainstorm* modificada, conforme mostrado na “Figura 29”.

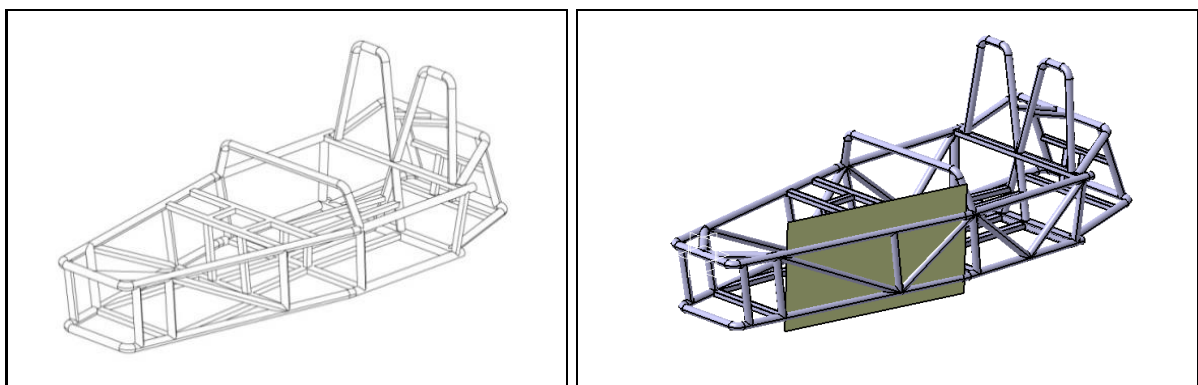


Figura 29. Modelo proposto para o chassi (Autor, 2018).

A partir do desenho bidimensional (2D), mesmo que sem preocupações de exatidão dimensional, de escala ou de desenho técnico, fica mais fácil modelar em CAD 3D, uma vez que já externalizamos aquilo que tínhamos em mente (o que

chama-se comunicação visual). Nessa etapa, o desenho inicial é aprimorado e refinado. O próximo passo então é modelar em CAD 3D o chassi tubular. Para isso, utilizamos o software CATIA V5 (*Dassault Systemes*) no ambiente *PartDesign* uma vez que queremos desenhar uma peça sólida. A estratégia inicial de desenho foi esboçar linhas de construção que irão guiar espacialmente os passos seguintes. Essas linhas foram criadas a partir do desenho em papel acima, respeitando as dimensões gerais já definidas no *package*.

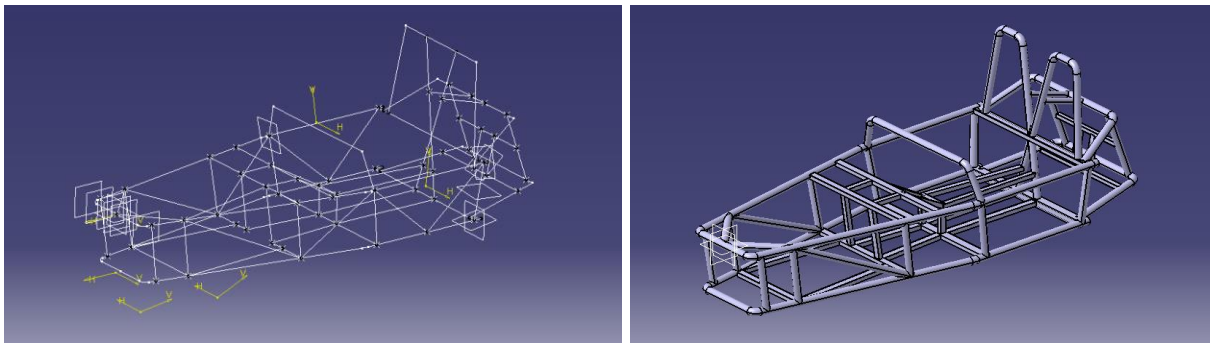


Figura 30. Wireframe e modelo CAD do chassi (Autor, 2018).

Tendo as linhas e planos de referência anteriores nas vistas laterais e superior, colocamos os desenhos mais refinados dos contornos principais das barras maiores do chassi em forma de sketches ou linhas a partir de pontos diretamente no espaço tridimensional. Todas as barras, isto é, o caminho que os perfis devem percorrer para formar os tubos já dobrados (raios de curvatura já definidos) está construído como linhas de sketches em planos diversos.

Esses caminhos, mostrados na “Figura 30”, são usados nas operações de *Rib* para criar os sólidos dos tubos. A partir de perfis em sketches novamente contendo o perfil circular ou quadrado do tubo, meio que “extrudamos” livremente eles ao longo de um caminho guia ou *PathGuide*. Aqui já temos sólidos ao invés de elementos de construção apenas. Devemos nos preocupar com a união dessas barras, uma vez que elas não podem ter qualquer interferência, isto é, uma barra não pode entrar na outra, ou isso não seria considerado a aproximação de uma solda, por exemplo. É fundamental saber onde uma começa e outra termina. Para isso usamos a opção *MergeRibsEnd* no comando *Rib*.

Nos casos de barras que inevitavelmente se interceptam usamos a operação de *Slot* para retirar material apenas nesse encontro. É uma operação contrária ao *Rib*, e verificamos se não há interceptações de sólidos com a ferramenta de corte.

5 INTEGRAÇÃO DO MODELO CAD COMPLETO

Nesta seção, busca-se integrar, ou seja, colocar tudo junto de forma interativa e funcional, todos os sistemas automotivos que compõem o modelo do conceito proposto. Isso inclui os modelos que já foram construídos até agora, como chassi, suspensão e carroceria. Os demais serão desenhados em cada seção conforme a necessidade. Para isso, devemos importar cada componente em parte separada com o arquivo *partdesign* para o ambiente de aglutinação de componentes, o *Assembly*. Nele podemos relacionar cada parte colocando relações de conexão e restrição entre elas, para não ficar um monte de peças soltas no espaço.

5.1 INTEGRAÇÃO CHASSI-CARROCERIA

Procedendo-se a junção de chassi e carroceria, obtém-se o desenho da “Figura 31”. Ele significa simuladamente integrar essas duas partes, de modo que elas estejam conexas em ambiente espacial 3D. Essa simulação se deve ao fato de não representar fielmente o caso real, no qual chassi e carroceria são unidos por solda e parafusos e rebites. A união aqui é dita virtual, por meio de restrições (*constraints*) de contato e coincidência. Ela é feita selecionando-se a superfície de cada parte, e a parte real pode ser apenas indicada. O arquivo de chassi e carroceria é importado para o ambiente *assembly*.

O chassi é fixado com ancoramento – para ser a referência - e a carroceria é travada nas três direções por contato de faces. Nesse passo podemos verificar possíveis interferências, visualmente por cortes na ferramenta de vista em corte verificamos quando dois sólidos se interceptam. Foi possível constatar que chassi e carroceria se integram adequadamente conforme previsto no *package*.

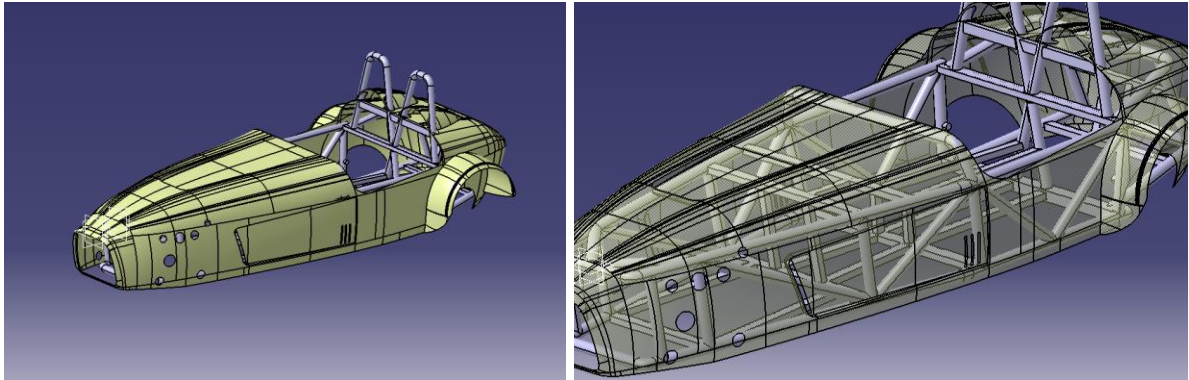
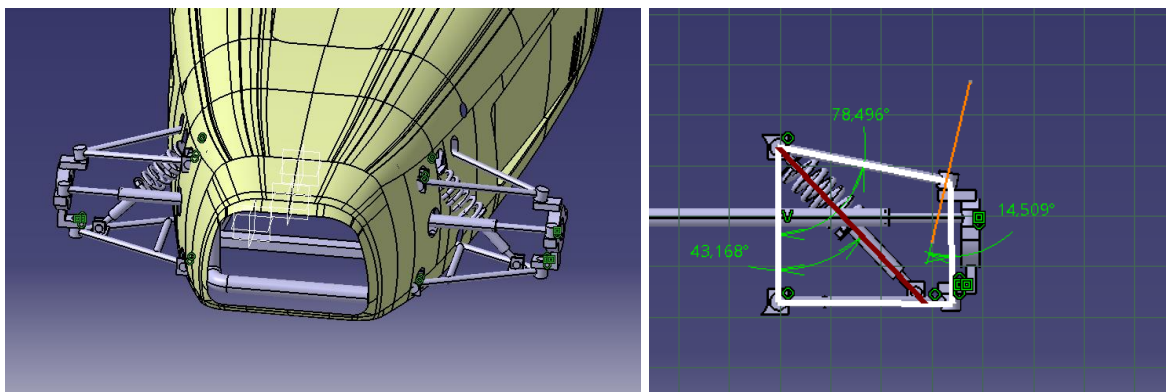


Figura 31. Integração do chassi a carroceria em modelo CAD (Autor, 2018).

5.2 INTEGRAÇÃO E MODELAGEM DAS SUSPENSÕES

A suspensão dianteira é do tipo “Duplo A”, composta por dois braços – ou bandejas -, manga de eixo, amortecedor e molas helicoidais. A geometria preliminar da mesma está mostrada na “Figura 32”. Os pontos de localização do pino mestre exercem grande influência no comportamento dinâmico em pista do veículo. O centro de rolagem também é um importante fator de projeto em suspensões, sobretudo na dinâmica longitudinal, isto é, a operação do veículo em curvas principalmente. Ele é determinado como a linha na qual o vértice de ambos prolongamentos dos braços de ambas as suspensões (lado esquerdo e direito) se interceptam. Quanto menor for sua altura, melhor a estabilidade do carro em curvas. Todos esses componentes foram modelados em ambiente de construção de sólidos, e montados em *assembly* por meio de *constraints* – ou restrições.



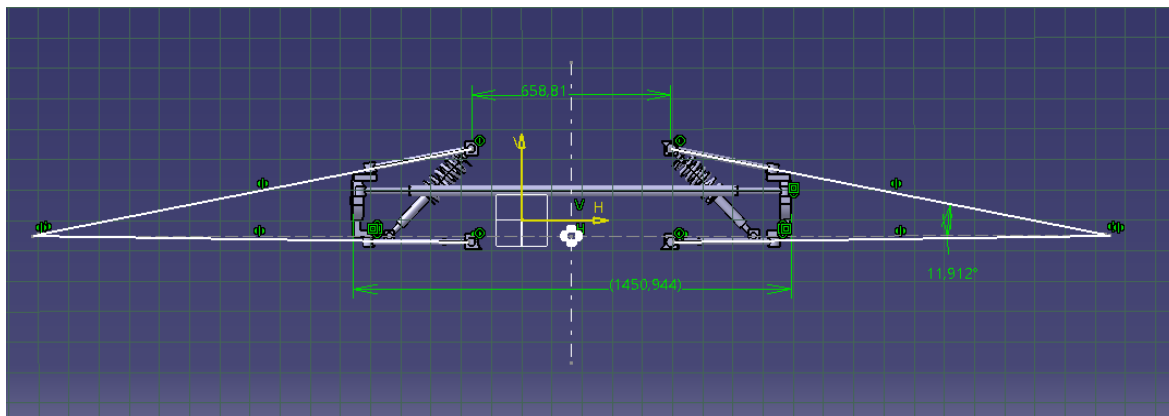


Figura 32. Suspensão dianteira do tipo "Duplo A" (Autor, 2018).

5.3 INTEGRAÇÃO E MODELAGEM DA DIREÇÃO

A direção é um sistema automotivo fundamental no veículo que influencia no comportamento dinâmico do mesmo (Bastow, 2004). A geometria de Ackerman ilustra bem essa influência. Distância entre-eixos, bitola, centro de gravidade e ângulo de esterçamento definem a localização do centro de curvatura do veículo. Os ângulos de esterçabilidade foram definidos com base no modelo de referência e estão expressos no *package*. Dependendo de onde estão localizados eles podem fazer o carro sobre-esteçar ou sub-esteçar, conforme mostrado na “Figura 35”. O tipo de sistema de direção adotado é do tipo hidráulico, com coluna de direção e sistema pinhão-cremalheira.

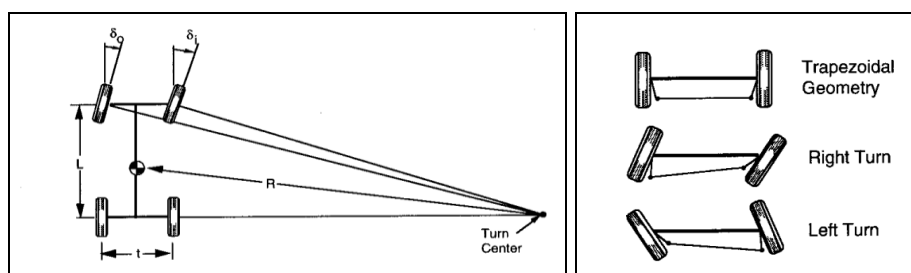


Figura 33. Principais parâmetros e configurações da geometria de suspensão-direção (Gillespie, 1997).

Tabela 5. Parâmetros gerais da dinâmica de direção.

L (mm)	t (mm)	δ_o, δ_i (°)
2380	1550	A definir

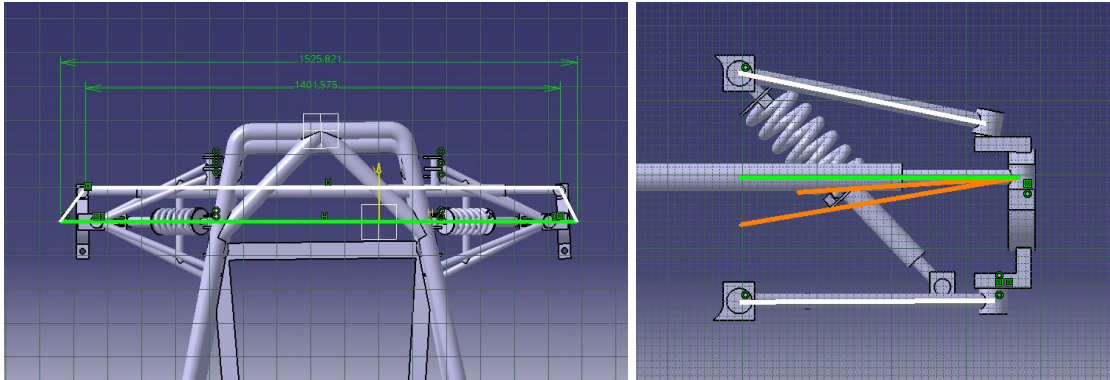


Figura 34. Geometria da direção-suspensão do tipo independente com balanço negativo (Autor, 2018).

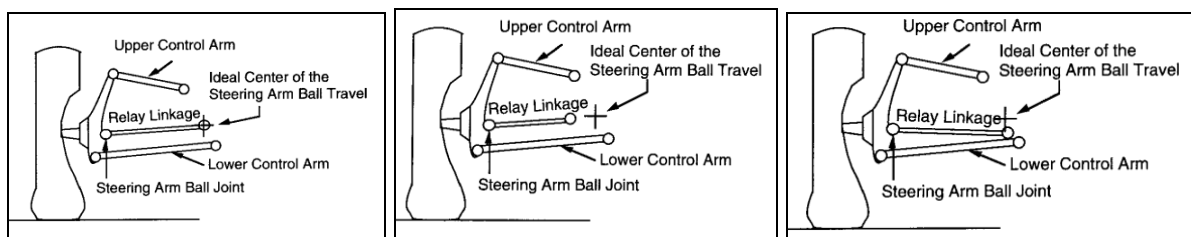


Figura 35. Configurações adequadas (a) e inadequadas (b) (c) para a geometria da direção-suspensão (Gillespie, 1997).

Na “Figura 34”, as linhas marcadas em verde indicam a posição atual e correta para o braço de link do esterçamento da suspensão dianteira, já as linhas marcadas em laranja indicam possíveis posicionamentos incorretos para o mesmo.

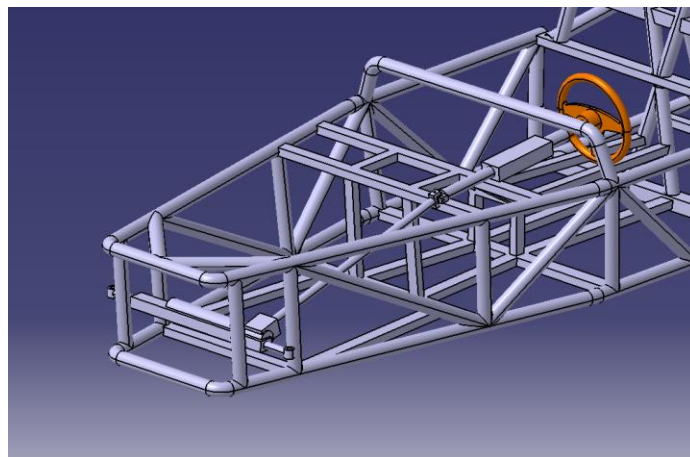


Figura 36. Sistema de direção em CAD (Autor, 2018).

O desenho CAD desses componentes foi construído no ambiente *PartDesign*, e estão ilustrados na “Figura 34” e “Figura 36”. Aqui, a geometria de Ackerman, mostrada na “Figura 33”, se mistura com os sistemas de direção e suspensão, de modo que os principais parâmetros para determinação do centro de esterçamento são a distância entre eixos e a bitola dos mesmos, e estão descritos na “Tabela 5”.

5.4 MODELOS DOS COMPONENTES DO TREM-DE-FORÇA

O sistema de trem-de-força, ou *powertrain*, é composto basicamente por motor e transmissão. Cada parte foi construída de forma simplificada, sem fidelidade estética com modelos reais, mas sim com coerência dimensional e geométrica para um projeto de engenharia. O mais importante nesta etapa é definir o espaço disponível para alocação do motor, e assim selecionar os modelos que podem ser adaptados ao chassi. A fixação é feita por parafusamento nos suportes que são as próprias barras de seção quadrada do chassi. Foi utilizado um modelo de referência apenas para efeitos de comparação. O modelo CAD tridimensional simplificado de um motor V6 Chevy 305/350, ilustrado na “Figura 37”, de dimensões aproximadas conforme a “Tabela 6”, coube adequadamente no espaço destinado a sua fixação.

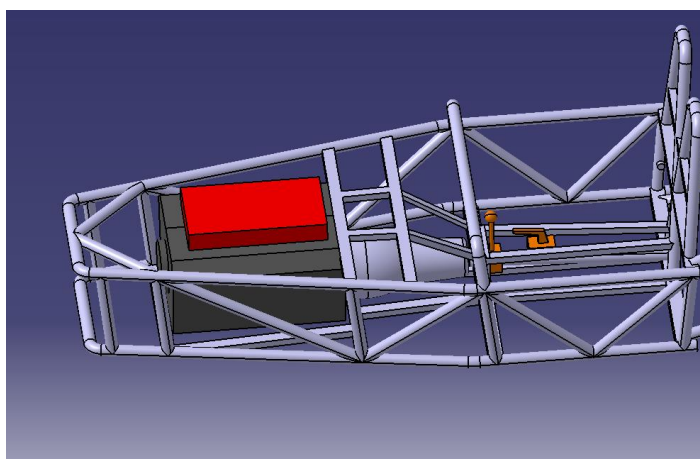


Figura 37. Modelo do *powertrain* (Autor, 2018).

Tabela 6. Dimensões aproximadas de um possível motor.

Motor	Dimensões aproximadas
V6 (Longitudinal)	750x560x510mm

5.5 DEMAIS ITENS OBRIGATÓRIOS E MODELO COMPLETO

Até então se tem os componentes mostrados na “Figura 38”. Porém, ainda existem componentes obrigatórios que devem estar presentes no conceito do veículo. Alguns fazem parte do design interno do veículo e influenciam nas análises de ergonomia, como os bancos de motorista e passageiro, por exemplo. O detalhamento de design interno – *Color&Trim* – será realizado em trabalho futuro. Outros componentes, como placa de identificação e faróis dianteiros e traseiros, são

especificações do departamento competente que regula o trânsito de veículos automotores em território nacional, o CONTRAN.

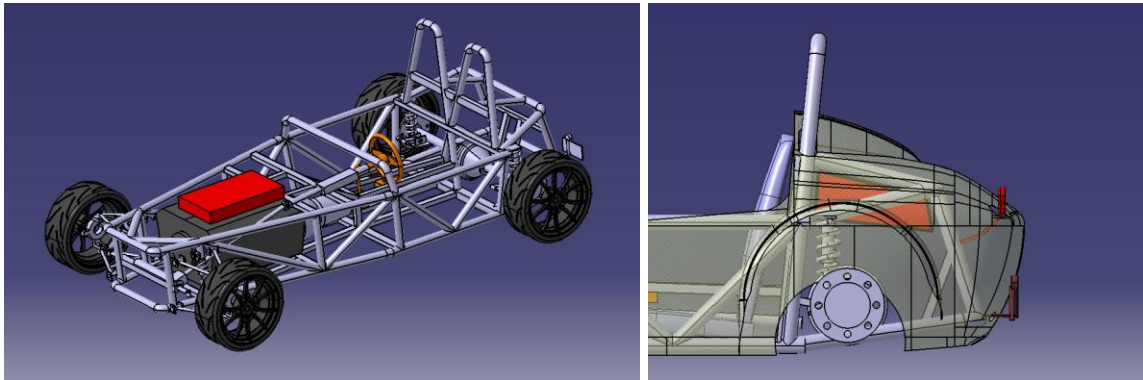
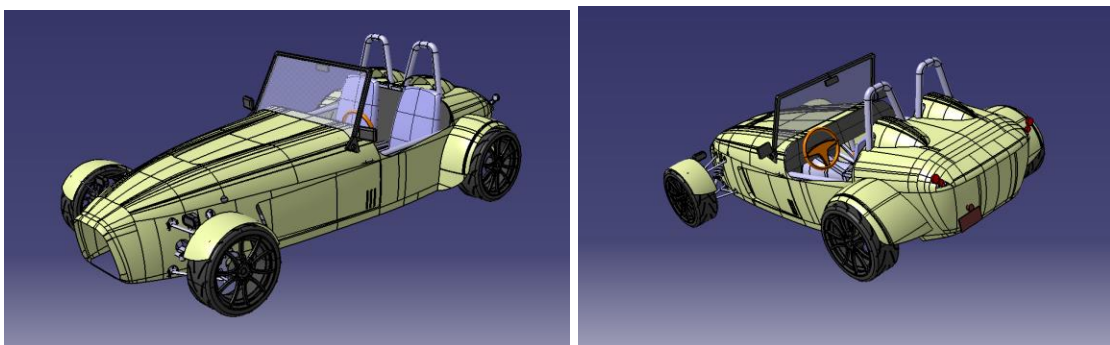


Figura 38. Modelo CAD tridimensional parcial do conceito FGSeven (Autor, 2018).

Em adição, foi modelado, como volume de superfície em ambiente *Imagine&Shape*, o tanque de combustível para averiguação da previsão no package preliminar. Constatou-se que a posição prevista anteriormente não era adequada, tendo sido esse componente (de capacidade aproximada de 29 Litros) movido para a posição mostrada na “Figura 38”. Para-brisa e retrovisores são importantes as análises de visão do motorista, que serão realizadas mais a frente. A norma regulamentadora do CONTRAN afirma que o parabrisas não pode ser do tipo rebatível para veículos que circulem em vias públicas. O modelo final do conceito FGSeven está mostrado na “Figura 39”.



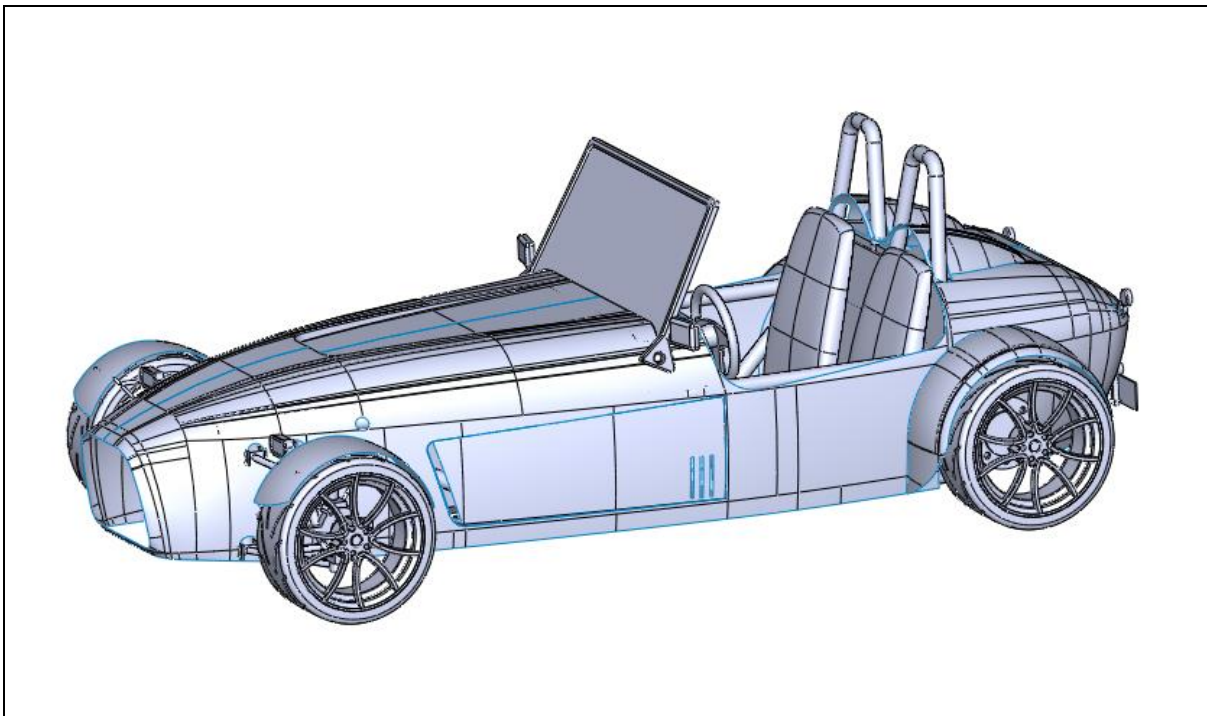


Figura 39. Modelo CAD tridimensional completo do conceito FGseven (Autor, 2018).

6 ESTUDO DE ERGONOMIA VEICULAR

O estudo da ergonomia do produto automotivo aplicado ao conceito FGSeven presente neste trabalho significa estudar ou analisar basicamente três temas principais: o dimensionamento do espaço interno para os ocupantes do veículo, o que abarca questões de segurança e distâncias mínimas de possíveis choques mecânicos; o estudo da postura de motorista e passageiro considerando diferentes percentis com base no *package* previamente definido, validando-o em termos de conforto, e por fim, com o estudo do posto de interação, voltado para consecução de tarefas de operação do veículo, como a troca de marchas por exemplo, verificaremos o alcance da mão. Tudo isso será feito com base em normas da *Society of Automotive Engineers* (SAE) explicadas mais a frente.

6.1 PREPARAÇÃO DO AMBIENTE COMPUTACIONAL

Como os estudos serão feitos inicialmente em ambiente computacional por simulação em modelo CAD, e posteriormente, em ambiente experimental em laboratório com bancada instrumentada, o primeiro passo nas análises é a preparação desse primeiro ambiente computacional. Isso significa importar o modelo CAD do veículo para o ambiente de estudo de ergonomia *Ergonomics Design & Analysis* do software CATIA, principalmente chassi e carroceria, com demais itens internos como bancos, volantes e manoplas, pois esses são os que mais interferem nos estudos de ergonomia, sendo que os demais itens não são fundamentais para o estudo. Manequins, ou *dummy's*, contendo a descrição antropométrica em estudo foram inseridos no ambiente de construção humana *Human Builder*. Tratam-se de bonecos que simulam e substituem os modelos reais dos ocupantes do veículo, passageiro e motorista, e carregam as principais medidas de antropometria necessárias ao estudo de ergonomia veicular. O modelo CAD completo integrado, construído na seção anterior, também foi incorporado a esse mesmo ambiente.

A ferramenta computacional utilizada possui uma pequena base de dados com as medidas principais de algumas populações, como a americana e a japonesa, por exemplo. Caso, não possua alguma de interesse, é possível editar essas medidas, uma a uma, posteriormente, para adaptação da população desejada,

conforme a “Figura 41”. É o caso do presente estudo, no qual a população brasileira, que apesar de não ter manequins pré-definidos, pode ter manequins adaptados às dimensões respectivas. A configuração do ambiente inclui inserir os manequins, editar suas medidas no ambiente *Human Measurements Editor* e posicioná-los no veículo, respeitando as posturas de pilotagem e passeio. Nesse estudo, foram utilizados quatro perfis de percentil, todos da população brasileira, mostrados na “Figura 40”. Assim foram inseridos quatro manequins distintos no ambiente: o percentil 5 feminino que representa a menor estatura considerada dentro do nosso estudo; o percentil 95 masculino representa a maior estatura; e os percentis dos usuários um e dois, que representam os clientes certos já mencionados do produto.

As cotas expressas no “Anexo VII” e “Anexo VIII” foram medidas presencialmente nos usuários 1 e 2 com uso de fita métrica, e verificou-se que correspondem aos percentis 45 e 75, respectivamente. O percentil 5 foi utilizado para o gênero feminino – por representar a menor estatura, e todos os demais, incluindo percentil 50 e 95 (maior estatura) foram utilizados o gênero masculino.

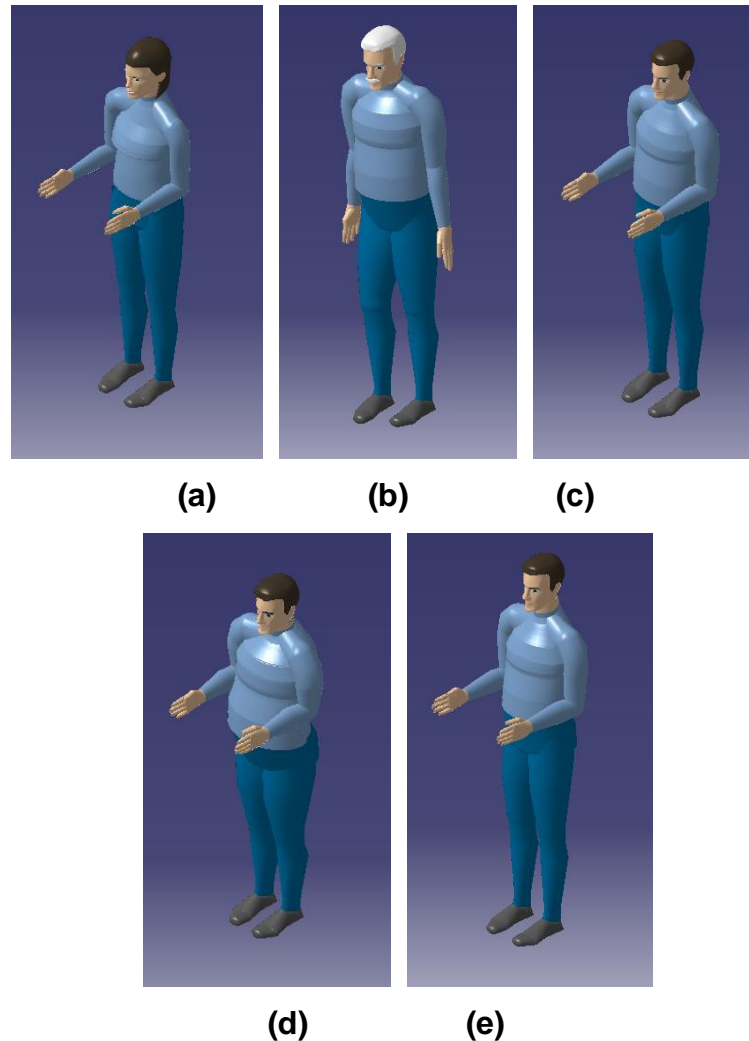


Figura 40. Manequins dos percentis antropométricos utilizados: P5 (a), P40 Usuário Final 1 (b), P50 (c) , P75 Usuário Final 2 (d) e P95 (e) (Autor, 2018).

Não utilizamos os percentis 1 e 99 por serem extremos que apesar de considerarem os piores casos de adequação de espaço interno, representam apenas uma parcela mínima da população. O percentil de menor estatura para o estudo, percentil 5, é do sexo feminino por representar menores medidas antropométricas que o mesmo percentil masculino. A mesma situação motiva a escolha do percentil 95 como masculino. Os percentis de ambos foram adaptados dos manequins pré-definidos do software, os quais eram originalmente da população americana. As medidas foram editadas conforme as dimensões para cada caso. Essas dimensões foram obtidas do estudo realizado pela Agência Nacional de Aviação Civil (ANAC), o qual realizou o levantamento do perfil antropométrico da população brasileira, conforme o “Anexo X”. Como esse estudo englobou parte das cotas descritas no “Anexo III”, e representam as principais que influenciam as análises de ergonomia, as demais cotas foram mantidas, isto é, permaneceram as

cotas da população americana. Esses valores foram confrontados com os valores de referência da tabela antropométrica da *Henry Dreyfuss Associates*. As características de medidas antropométricas, postura, posição no espaço e atributos de aparência foram guardadas no catálogo de manequins para uso futuro, conforme “Figura 40”.

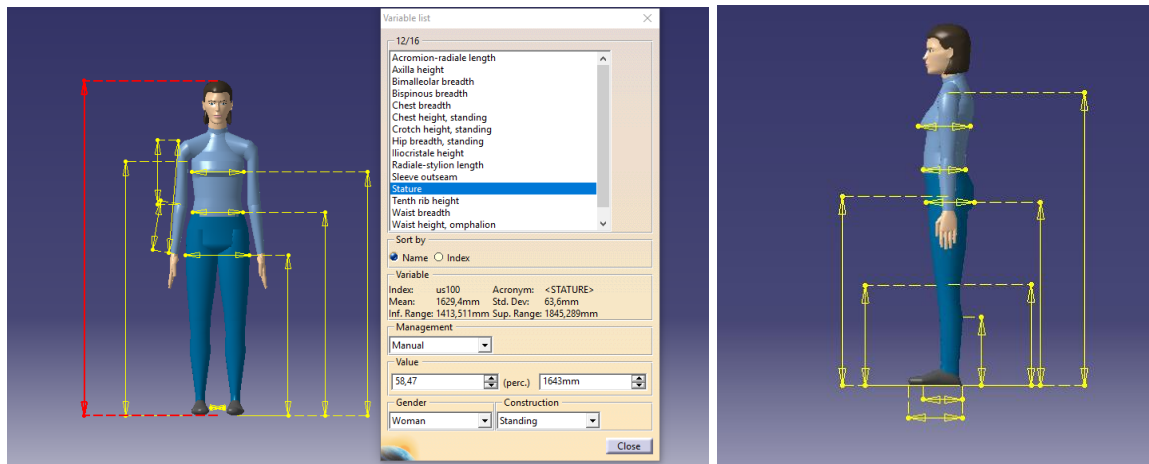


Figura 41. Cotas no ambiente de análise humana (Autor, 2018).

6.2 REFINAMENTO DO PACKAGE VEICULAR

A norma SAE J1100 define as dimensões internas e externas adequadas para veículos de passeio. Por ser a norma base na definição de *package* de ergonomia veicular, ela faz referências a outras normas: posição da cabeça do motorista e passageiro (J1052) e acomodação de assento (J826). A classificação de veículos é feita com base em algumas medidas e com o seu uso. No caso do conceito proposto, ele é classificado como veículo de passageiro, por carregar menos de 10 pessoas, e como “Classe A”, por possui a medida H30 (distância vertical do SgRP ao calcanhar) entre o intervalo de 405 a 530 milímetros. Uma importante definição antes de continuar a análise é a de SgRP e Grid de Coordenadas.

A segunda norma inicial é a que define a postura de pilotagem sentado do motorista (J826). A linha do tronco e o H-Point, por exemplo, são definidos nela. O *package* veicular se mistura com o conceito de ergonomia, e significa definir dimensões principais do veículo a ergonomia do ocupante e fatores de consequência, como por exemplo, a linha e visão do motorista e espaço interno disponível para a cabeça. O primeiro passo na construção do *package* é estabelecer algumas medidas externas principais e localizar no desenho de carro alguns pontos

fundamentais. Tomaremos neste estudo, apenas as principais medidas. No software CATIA ele é construído - para todos os percentil de manequim ao mesmo tempo - com a ferramenta *InsertPackage* no ambiente de análise de postura humana – informando as cotas mostradas na Tabela 7. Algumas medidas não variam conforme o percentil do ocupante (exceto para o H-Point e seus derivados), porque as posições que definem o *package* são as do volante, pedal do acelerador e bancos, sendo que apenas esse último é variável. Para cobrir essa viagem – *travel path* – do banco, sem ter que refazer todo o *package* para os demais manequins, utilizam-se as cotas TL2 e TL18 (referente ao SgRP dos percentis). Essas medidas são definidas diretamente no software de construção humana e referencia a norma SAE J1052, conforme a “Figura 40”.

- Zero Grid: origem do sistema de coordenadas
- Eixo de rotação do pedal (1)
- Posição do pedal do acelerador (2)
- Posição de descanso do pé (3)
- Posição do volante (4)
- SgRP, ou H-Point (5)
- *Travel-path*, ou deslocamento do banco (6)

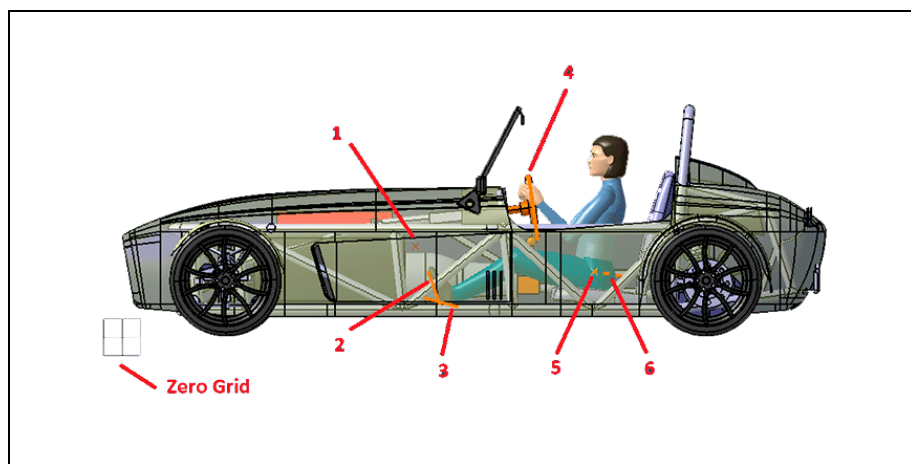


Figura 42. Indicações dos principais elementos que definem o *package* (Autor, 2018).

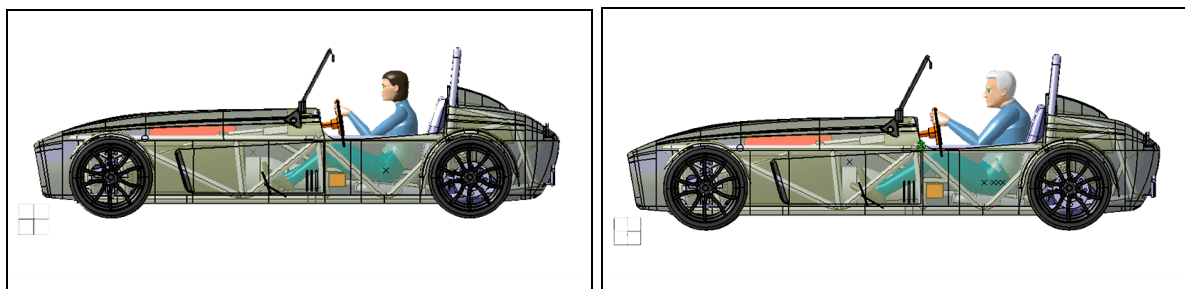
Tabela 7. Cotas de *package* veicular.

Cota	Medida (mm)	Cota	Medida (mm)
------	-------------	------	-------------

Posição de pilotagem			
L31-1*	2330/2345/2355/2370/2380	TL2	140
W20-1	-330	TL18	140
H30-1*	155/155/160/160/175	A27-1	8°
A19	8°	A40-1	15°
Posição do volante			
L11	460	W9	320
W7	-315	A18	8°
H17	480	Grip **	30
Posição do pedal do acelerador			
RAX	1450	W1	-230
RAY	-230	H1	330
RAZ	450	L8	1570
L1	1510	W8	-230
H8	160		
Posição de descanso do pé			
L98-1	1660	H98-1	150
W98-1	-460	A48-1	15°
* Variam conforme o percentil: P5/P45/P50/P75/P95			
** Diâmetro do Volante			

6.3 ESPAÇO INTERNO

Após a definição das dimensões internas gerais de *package* veicular é possível prever a posição ótima de pilotagem – para cada manequim, utilizando o *package* respectivo como referência - com a ferramenta *Occupant Posture Prediction*. O resultado está mostrado na “Figura 43”.



(a)

(b)

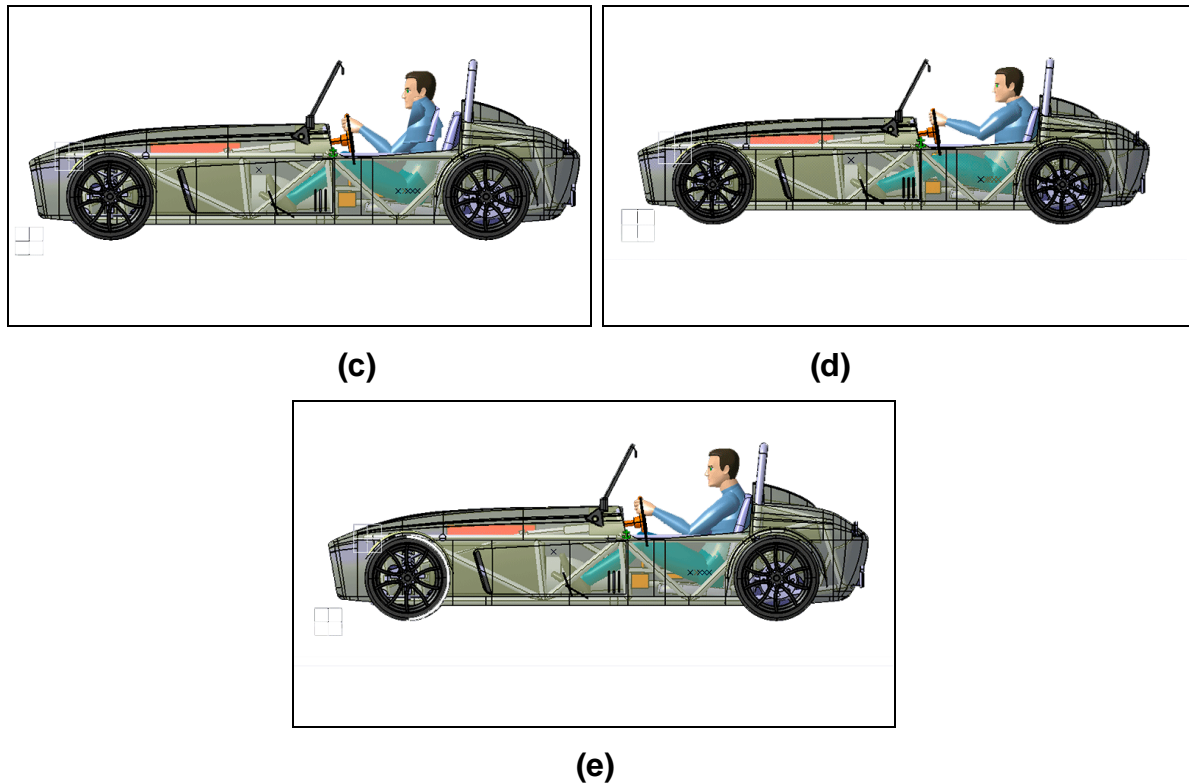


Figura 43. Previsão da postura de pilotagem para cada percentil: P5 (a), P40 Usuário Final 1 (b), P50 (c) , P75 Usuário Final 2 (d) e P95 (e) (Autor, 2018).

A partir dessas posturas, pode-se determinar o contorno da cabeça dos ocupantes – definida pela norma SAE J1052. Ele é construído diretamente no modelo CAD por meio do desenho de superfícies em ambiente *Generative Shape Design* (GSD) conforme as determinações guias das normas.

A posição do contorno da cabeça – ou determinação da abóboda da cabeça – para os ocupantes do veículo define a limitação espacial que a cabeça do motorista ou passageiro pode atingir na posição sentada. A norma utiliza como base o percentil 95 (pior caso, por ser um dos mais altos) para construir esse contorno, de modo que isso cobre os demais casos, de menor perfil antropométrico. É uma importante construção para averiguar possíveis choques mecânicos da cabeça do ocupante com partes internas do veículo, especialmente o teto. Apesar de o conceito em estudo não possuir teto, as análises ainda sim são importantes, especialmente para as barras de proteção expostas que se localizam logo atrás dos ocupantes. A medida é feita para uma população e não para um indivíduo. Dessa forma, apenas um contorno da cabeça é feito para todos os manequins, de modo que a forma geométrica obtida significará que as 95% ocorrências possíveis de posição da cabeça estarão dentro desses limites. Porém não significa que apenas 95% da

cabeça do ocupante estarão dentro da abóboda.

Tabela 8. Localização do centroide do contorno da cabeça.

Cota de input (mm)				
L1	L6	H30	W2	H8
1510	460	155	330	160
Localização do centroide (mm)				
X (Eq.1)	Y (Eq.2)		Z (Eq.3)	
2494.84	330		1130.6	

Para construirmos essa abóboda da cabeça como uma casca, utilizamos a modelagem por linhas (contornos desenhados em sketches e planos) e operações de superfície, como por exemplo, a operação *Multi-Section Surface* do ambiente GSD do CATIA. O guia de construção da mesma citado pela norma utiliza algumas das cotas especificadas na seção, como o *Seat Track Travel (TL23)*, ou ajuste do banco. Como no caso em estudo ela vale 300 milímetros, utilizamos a primeira linha da “Tabela 1” em “Anexo XIV”. A partir dela, temos as medidas dos três eixos – mostrados na “Figura 44” - que compõem o elipsoide inicial, cujo centro é definido Na “Tabela 5” no “Anexo XIV”, e as coordenadas estão expressas na “Tabela 8”. Somente a metade superior do mesmo é considerada para estudo.

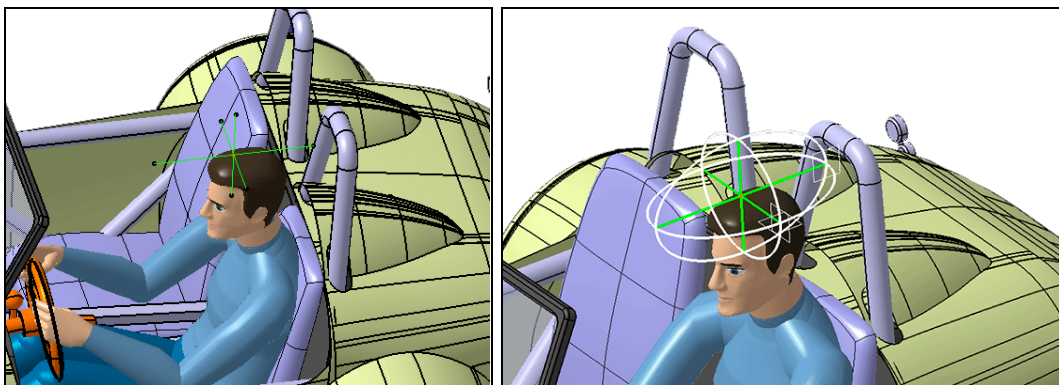


Figura 44. Centroides dos elipsoides do contorno da cabeça (Autor, 2018).

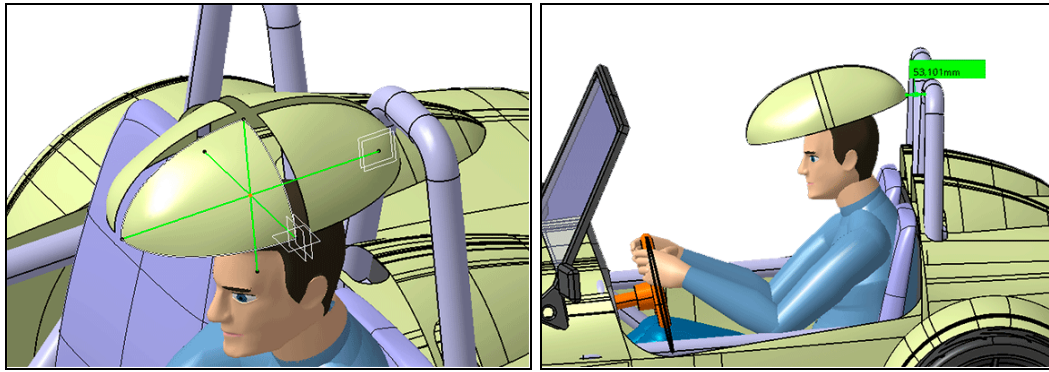


Figura 45. Contorno da cabeça para percentil 95 e distância mínima respectiva (Autor, 2018).

As duas outras elipsoides necessárias para fechar o contorno final (abóboda) são construídas. Por fim, basta fechar o contorno formado por essas linhas com uma casca. Um deslocamento lateral de 23 milímetros nos eixos “x” e “y” é necessário para cobrir possíveis movimentos dos ocupantes em direção externa ao veículo. Além disso, é aplicada uma angulação de 12°. Por fim, verificou-se que a distância mínima do componente físico – passível de choque mecânico – mais próximo é de aproximadamente 52 milímetros. O resultado está expresso na “Figura 45”.

6.4 CONFORTO E USABILIDADE

Os estudos de conforto e usabilidade do veículo consistem em analisar o desconforto sentido pelo motorista durante a direção, e o alcance da visão e da mão do mesmo, respectivamente. A análise de conforto na verdade mede o desconforto sentido pelo motorista durante a operação do carro durante um determinado período de tempo. Experimentalmente ela pode ser feita em pista ou bancada de teste, mas aqui será realizada por simulação computacional, com o uso de modelos de manequins e o modelo CAD do conceito, sendo a posição de pilotagem definida pelo *package* descrito anteriormente, para cada perfil antropométrico. O mesmo vale para as demais análises, como as de alcance da visão – que mede o campo de visão que o operador possui do painel e espelhos no interior do veículo - e alcance da mão – que mede se o motorista consegue operar adequadamente os itens internos do carro, como manopla de câmbio e itens do painel de comandos, respeitando as limitações anatômicas do corpo humano.

Neste trabalho, a análise de conforto sentido é feita no software CATIA, em ambiente *Human Activity Analysis*, com a ferramenta *RULA Analysis*. Colocamos o tipo de esforço realizado pelo motorista como estático e o carregamento como nulo, uma vez que consideramos apenas a posição de pilotagem por mais de dez segundos, sem levantamento de pesos. Devido à extrema semelhança simétrica entre os lados direito e esquerdo do corpo dos manequins, é mostrada apenas um lado dos mesmos na análise. Foi possível observar que os níveis de desconforto são coerentes com a natureza do trabalho e não chegam a níveis insalubres que impeçam a utilização do veículo, conforme a “Figura 46”. Também foi possível observar que o maior nível de desconforto sentido ocorre na região das pernas, devido à baixa altura característica de carros esportivos – como era o esperado - e é máximo para o percentil 50 e 45. A ajustabilidade do banco permitiu melhor acomodar o *range* de percentis.

RULA Analysis (P5feminino)

Side: ☐ Left ☒ Right

Parameters

Posture: ☒ Static ☐ Intermittent ☐ Repeated

Repeat Frequency: ☐ < 4 Times/min. ☒ > 4 Times/min.

☐ Arm supported/Person leaning

☐ Arms are working across midline

☐ Check balance

Load: 0kg

Score

Final Score: 6

Investigate further and change soon

Details

Upper Arm:	3	Yellow
Forearm:	1	Green
Wrist:	4	Red
Wrist Twist:	1	Green
Posture A:	5	Yellow
Muscle:	1	Red
Force/Load:	0	Green
Wrist and Arm:	6	Orange
Neck:	1	Green
Trunk:	3	Yellow
Leg:	1	Green
Posture B:	3	Green
Neck, Trunk and Leg:	4	Yellow

(a)

RULA Analysis

Side: ☐ Left ☒ Right

Parameters

Posture: ☒ Static ☐ Intermittent ☐ Repeated

Repeat Frequency: ☐ < 4 Times/min. ☒ > 4 Times/min.

☐ Arm supported/Person leaning

☐ Arms are working across midline

☐ Check balance

Load: 0kg

Score

Final Score: 7

Investigate and change immediately

Details

Upper Arm:	3	Yellow
Forearm:	1	Green
Wrist:	3	Orange
Wrist Twist:	1	Green
Posture A:	4	Yellow
Muscle:	1	Red
Force/Load:	0	Green
Wrist and Arm:	5	Orange
Neck:	1	Green
Trunk:	4	Yellow
Leg:	1	Green
Posture B:	5	Yellow
Neck, Trunk and Leg:	6	Orange

(b)

RULA Analysis (P50)

Side: ☐ Left ☒ Right

Parameters

Posture: ☒ Static ☐ Intermittent ☐ Repeated

Repeat Frequency: ☐ < 4 Times/min. ☒ > 4 Times/min.

☐ Arm supported/Person leaning

☐ Arms are working across midline

☐ Check balance

Load: 0kg

Score

Final Score: 7

Investigate and change immediately

Details

Upper Arm:	3	Yellow
Forearm:	1	Green
Wrist:	3	Orange
Wrist Twist:	1	Green
Posture A:	4	Yellow
Muscle:	1	Red
Force/Load:	0	Green
Wrist and Arm:	5	Orange
Neck:	1	Green
Trunk:	4	Yellow
Leg:	1	Green
Posture B:	5	Yellow
Neck, Trunk and Leg:	6	Orange

(c)

RULA Analysis

Side: ☐ Left ☒ Right

Parameters

Posture: ☒ Static ☐ Intermittent ☐ Repeated

Repeat Frequency: ☐ < 4 Times/min. ☒ > 4 Times/min.

☐ Arm supported/Person leaning

☐ Arms are working across midline

☐ Check balance

Load: 0kg

Score

Final Score: 5

Investigate further and change soon

Details

Upper Arm:	3	Yellow
Forearm:	3	Red
Wrist:	2	Yellow
Wrist Twist:	1	Green
Posture A:	4	Yellow
Muscle:	1	Red
Force/Load:	0	Green
Wrist and Arm:	5	Orange
Neck:	1	Green
Trunk:	3	Yellow
Leg:	1	Green
Posture B:	3	Green
Neck, Trunk and Leg:	4	Yellow

(d)

RULA Analysis (P95)

Side: ☐ Left ☒ Right

Parameters

Posture: ☒ Static ☐ Intermittent ☐ Repeated

Repeat Frequency: ☐ < 4 Times/min. ☒ > 4 Times/min.

☐ Arm supported/Person leaning

☐ Arms are working across midline

☐ Check balance

Load: 0kg

Score

Final Score: 5

Investigate further and change soon

Details

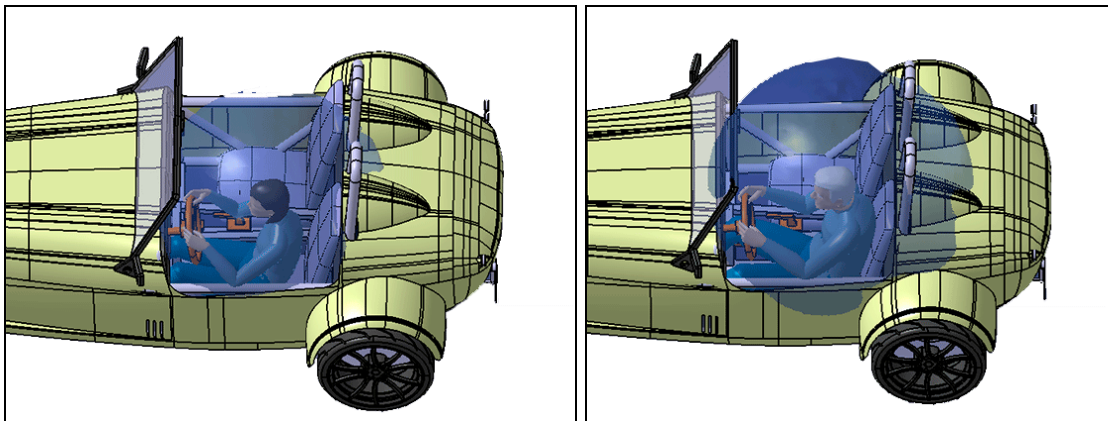
Upper Arm:	3
Forearm:	1
Wrist:	3
Wrist Twist:	1
Posture A:	4
Muscle:	1
Force/Load:	0
Wrist and Arm:	5
Neck:	1
Trunk:	3
Leg:	1
Posture B:	3
Neck, Trunk and Leg:	4

Close

(e)

Figura 46. Resultados da análise de desconforto - *Rula Analysis* para cada percentil: P5 (a), P40 Usuário Final 1 (b), P50 (c) , P75 Usuário Final 2 (d) e P95 (e) (Autor, 2018).

Procedeu-se a análise de alcance da mão, a qual verifica se os ocupantes do veículo conseguem manipular os itens internos de operação do mesmo, como botões do painel, por exemplo. Isso é realizado na mesma ferramenta computacional com o uso da ferramenta *Reach Envelop*, a qual cria uma bolha tridimensional indicativa do limite máximo de alcance das mãos do motorista, respeitando a realidade da anatomia humana, conforme mostrado na “Figura 47”. Foi utilizada a análise da mão direita apenas devido ser um carro de pilotagem do lado esquerdo – a mão direita que deve manipular itens do painel e manopla de câmbio. Foi possível constatar que todos os percentis alcançam os itens de comando principais do veículo, como freio de mão e marcha, e os que possuem maior dificuldade são os percentis 5, sendo que não seria de fácil acesso a região extrema oposta do painel, onde geralmente se localiza o porta objetos, também chamado de “guarda-luvas”.



(a)

(b)

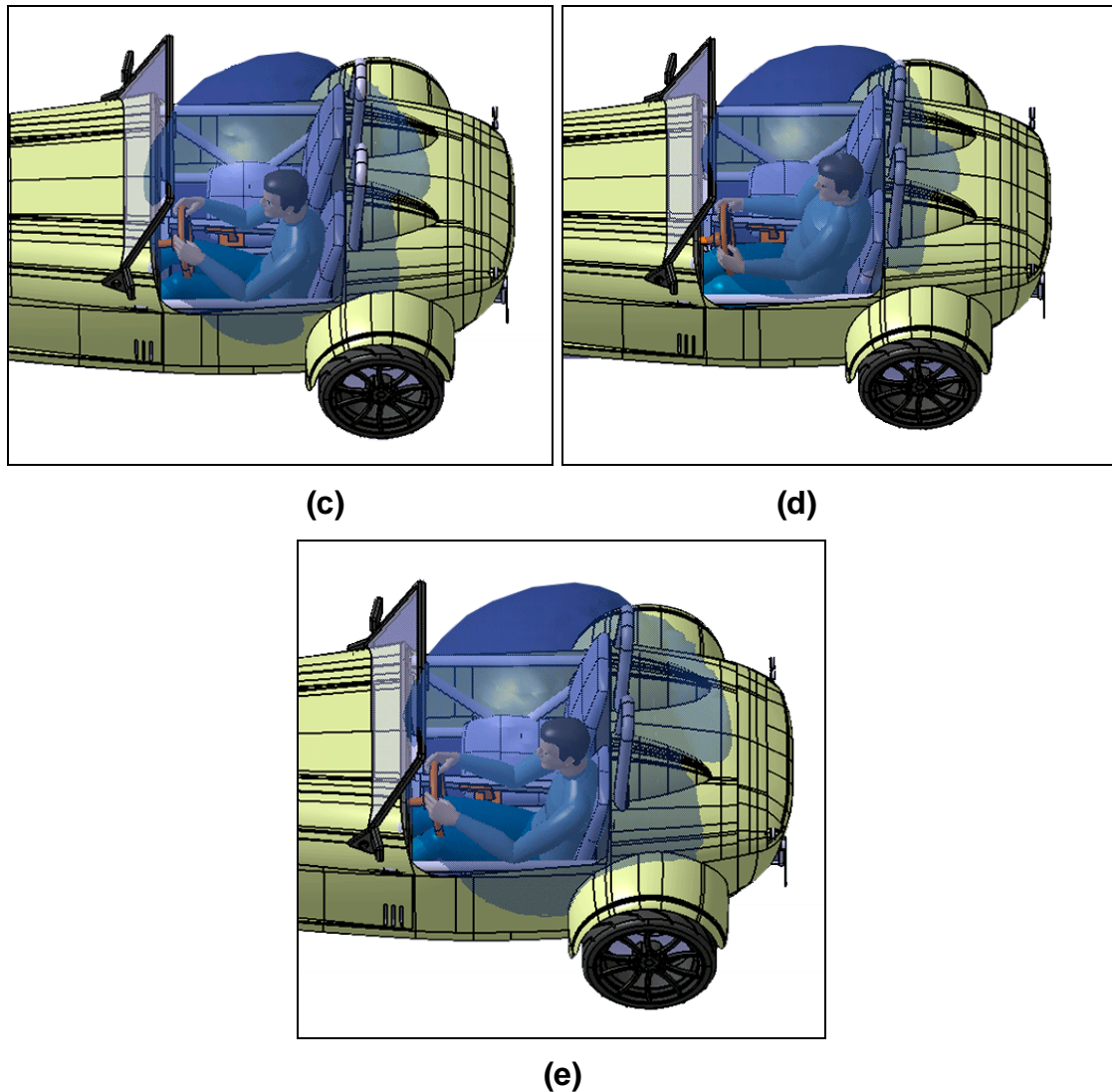
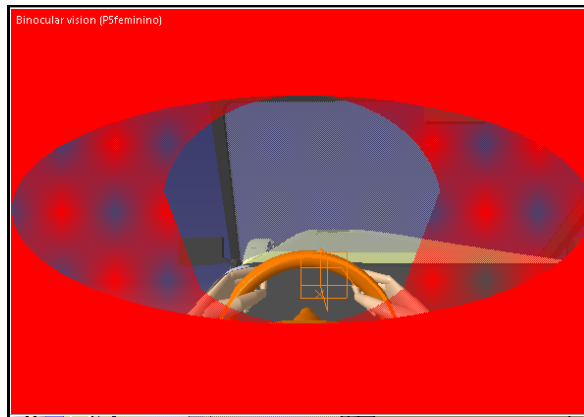


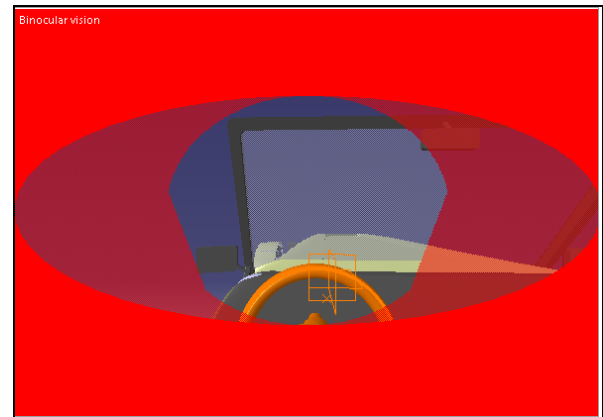
Figura 47. Bolha de alcance da mão para cada percentil: P5 (a), P45 (b), P50 (c), P75 (d) e P95 (e) (Autor, 2018).

Também é interessante estudar o campo de visão dos ocupantes do veículo, para averiguar se o motorista consegue enxergar facilmente os itens do painel e espelhos retrovisores. Essa é uma questão de extrema importância por envolver a segurança ao dirigir. Não é adequado que o motorista precise fazer movimentos extremos com o pescoço para visualizar os espelhos, uma vez que isso põe em risco a direção do veículo, já que ele precisaria retirar os olhos da pista. O mesmo vale para o painel de instrumentos. Pode-se simular a visão binocular que os manequins teriam utilizando a ferramenta *Vision Window*, conforme mostrado na “Figura 48”. É possível constatar que o campo de visão do percentil 5 não engloba o espelho retrovisor interno. Isso se deve ao fato de esse percentil precisar estar muito próximo do painel para conseguir dirigir. Ademais, os percentis 45 e 50 alcançam esse objeto

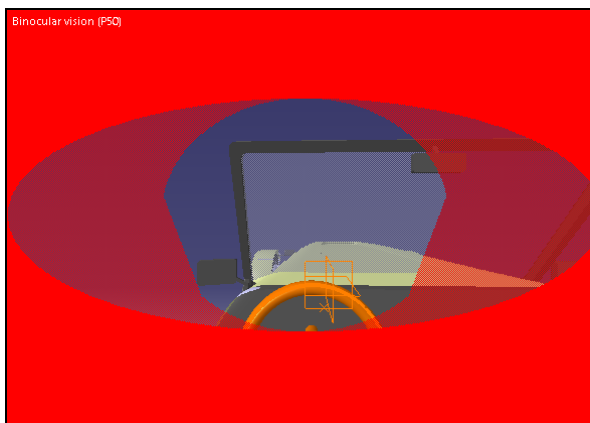
apenas no campo periférico de visão – o que é aceitável. Já os percentis 75 e 95 não possuem qualquer dificuldade para visualizar os itens internos de pilotagem.



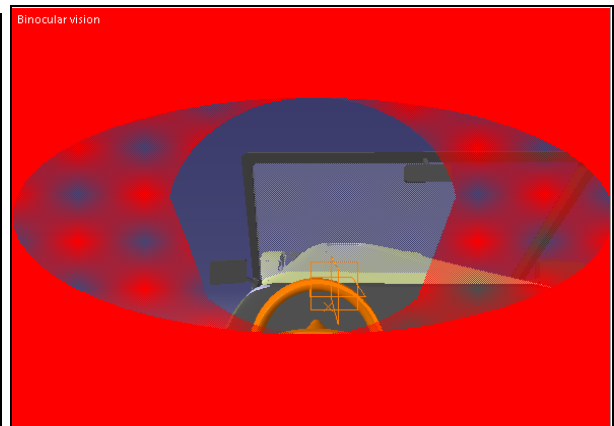
(a)



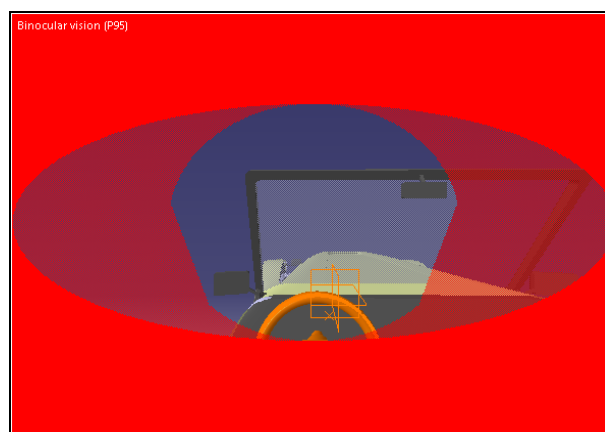
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 48. Campo de visão binocular dos manequins para cada percentil: P5 (a), P40 Usuário Final 1 (b), P50 (c) , P75 Usuário Final 2 (d) e P95 (e) (Autor, 2018).

7 VIABILIDADE TÉCNICA E FINANCEIRA

A carroceria do veículo será fabricada em fibra de vidro para reduzir custos e por ser um protótipo. Geralmente, carros comerciais tem suas carrocerias fabricadas pelo processo de estampagem, na qual uma matriz com uma cavidade ou negativo no formato de parte da carroceria é prensada em uma chapa metálica, geralmente de aço, e dá forma a lataria do carro. É o processo mais utilizado industrialmente para esse tipo de fabricação, e apesar do seu alto custo, fornece uma boa precisão dimensional e de acabamento. Entretanto, o presente conceito terá sua carroceria construída em fibra de vidro, pois esse processo se mostra mais prático e menos caro. Trata-se de um processo mais artesanal, utilizado para veículos de baixo volume de produção. O chassi do tipo *spaceframe* será fabricado de tubos metálicos de aço com seções circulares e quadradas pelos processos de corte e dobra de tubos, ou seja, por conformação mecânica. Trata-se de um método de baixo custo e baixa complexidade relativa. É possível construí-los em oficinas comuns, uma vez que o maquinário necessário não é do mais sofisticado. Os demais componentes dos sistemas automotivos, como o conjunto de *powertrain*, por exemplo, serão adquiridos já prontos. Motor, transmissão, eixos e outros, serão adaptados e inseridos ao projeto. Com isso o custo desses será o de aquisição e pequenas customizações.

Uma vez que o intuito do conceito é ser fabricado e comercializado em baixo volume, por requisição do consumidor (demanda do tipo “puxada”), é plenamente plausível admitir viável que lotes de produção de duas unidades ao ano sejam concretizadas. Possuindo já maquinário e mão-de-obra que não são extremamente sofisticados, a construção do carro, principalmente a primeira unidade que servirá como protótipo, é bem possível. Os custos de produção serão todos custeados pelo cliente comprador já certo. A maioria das peças e componentes automotivos que serão comprados são facilmente encontrados no mercado brasileiro, especialmente de peças seminovas, e que mesmo se advindas de carros perdidos, suas partes são plenamente funcionais e não comprometem a integridade do projeto. O produto final, ou seja, o protótipo do conceito que será construído será adquirido por um particular já certo, em forma de financiamento dos custos de fabricação.

Tabela 9. - Custo estimado para o projeto.

Item	Custo estimado (R\$)
Trem-de-força e correlatos **	40.000,00
Estrutura (Chassi, Carroceria e Suspensões)	12.700,00
Demais peças	9.500,00
Mão-de-obra	27.000,00
Custo final estimado para o produto	90.000,00*
<i>*impostos inclusos</i>	
<i>**valor de aquisição de veículo usado batido</i>	

Tabela 10. Comparativo de preços para veículos semelhantes.

Modelo de referência	Valor de mercado (R\$)
Lotus Seven (Usado, 1970)	223.000 *
Caterham Seven 720S (Novo, 2013)	187.000 *
FGSeven	90.000
<i>* considerando cotação do dólar de R\$ 3,73, e taxa de importação conforme Portaria MDIC nº 235</i>	

8 REFINAMENTO DO CONCEITO APÓS A PRIMEIRA FASE

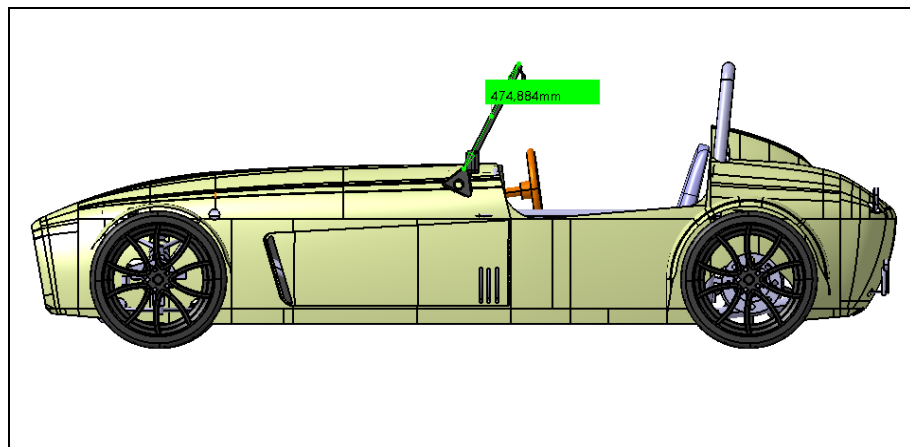
Dando continuidade ao trabalho, esta segunda fase apresenta as etapas seguintes do projeto do veículo conceito, mais especificamente as fases de refino do desenho conceitual e planejamento de projeto executivo. Anteriormente, o projeto era muito mais conceitual, isto é, focado nas etapas de planejamento e criação de propostas. Porém agora, como evolução natural, o projeto deve apresentar elementos que permitam sua execução, ao menos em parte, por isso a denominação projeto executivo. Aqui, atenta-se aos requisitos de projeto do veículo que permitam que ele seja fabricado. Para isso é necessário, antes de tudo, revisar a proposta conceitual anterior em busca de possíveis falhas e inconsistências de ordem técnica. Especificamente, busca-se validar o desenho de engenharia para que ele possa ser viável na fase de construção. É uma etapa fundamental, e intermediária, entre o papel e o mundo físico, entre o desenho CAD e o modelo real. Dessa forma, constitui o escopo dessa segunda etapa do trabalho:

- Revisão do trabalho feito até então (correções do TCC 1 após *feedbacks* da banca examinadora)
- Alterações e correções no desenho CAD do conceito decorrente dos *feedbacks*
- Adaptação do modelo CAD para fabricação
- Simulação computacional da estrutura
- Preparação para construção do protótipo do chassi
- Proposta de validação do *package* de ergonomia na estrutura-protótipo

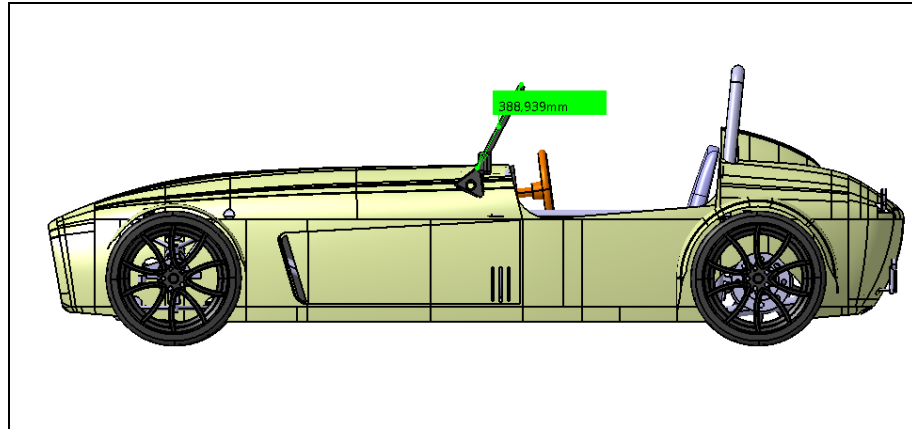
Portanto, o trabalho foi estruturado seguindo uma ordem lógica, conforme ilustrado no cronograma de projeto no “Anexo I”. Mantêm-se o uso da mesma metodologia – *Design Thinking* – utilizada na etapa anterior do trabalho, e da mesma ferramenta principal – CATIA (*Dassault Systemes*) – para concepção, modelagem e validação do conceito. Porém agora com foco na etapa de execução e validação da estrutura do conceito, e não apenas na concepção.

8.1 APRIMORAMENTOS E MODIFICAÇÕES NO MODELO CAD

Após a conclusão da primeira etapa do projeto apresentado no TCC 1, é necessário aplicar as sugestões de melhoria e correções, concedidas na primeira fase, ao desenho CAD do veículo. Assim, nesta parte do trabalho são implementadas as alterações no desenho do conceito após *feedback's* da banca avaliadora. Primeiramente, o para-brisa foi reduzido em aproximadamente 90 milímetros na altura, conforme a “Figura 1”, devido principalmente a melhoria na estética geral do veículo, conforme seus modelos de referência. Posteriormente, as barras de proteção contra capotamento (ROPS) do chassi foram aumentadas em aproximadamente 85 mm, conforme mostrado na “Figura 49”. Dessa forma, o projeto agora atende ao critério de segurança no qual - para que os ocupantes não sejam atingidos, estando o veículo de cabeça para baixo – uma linha imaginária (demarcada na “Figura 50” na cor vermelha) partindo do ROPS e passando tangente ao ponto extremo da dianteira do carro não deve interceptar o contorno da cabeça de motorista e passageiro.

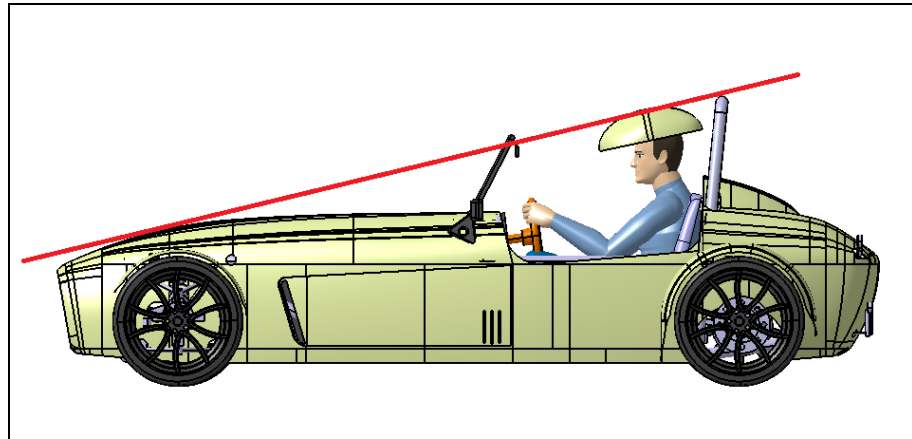


(a)

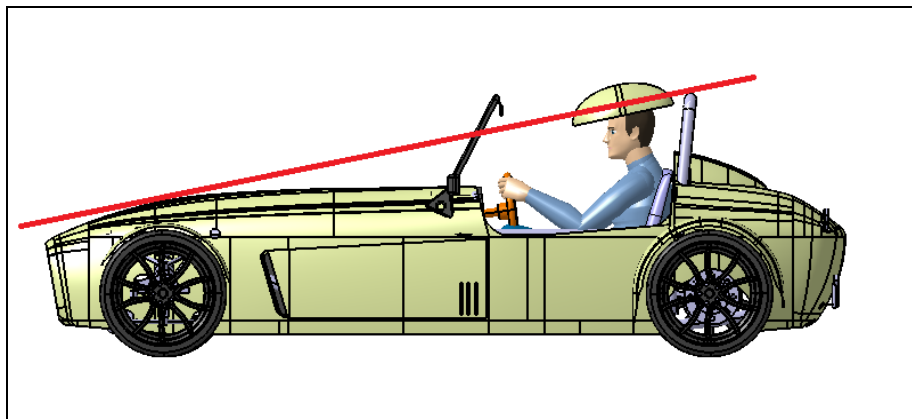


(b)

Figura 49. Redução da altura dos para-brisas, anterior (a) e atual (b). Fonte: Autor (2018).



(a)

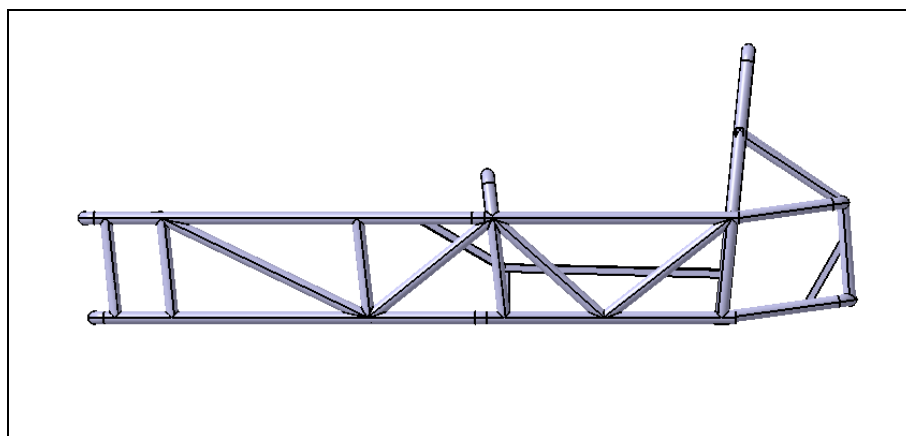


(b)

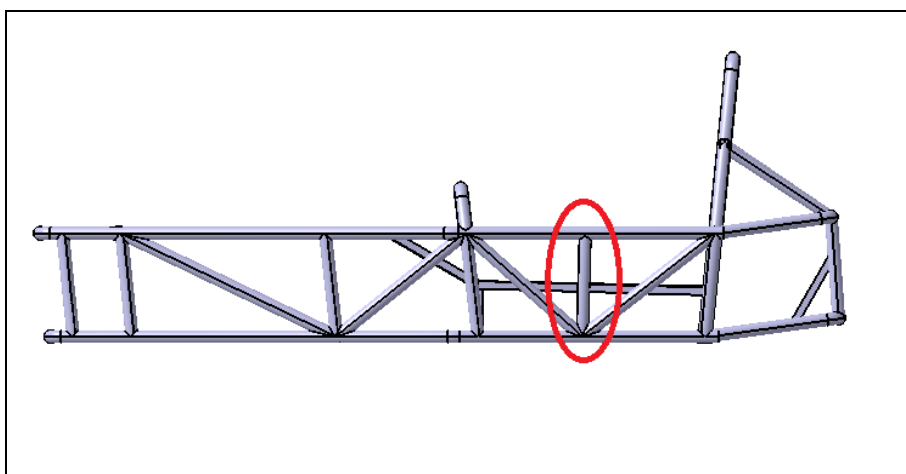
Figura 50. Aumento da altura do ROPS, atual (a) e anterior (b). Fonte: Autor (2018).

Anteriormente, o modelo do carro continha interferência com o percentil 95 do motorista, especialmente na região da lombar, tendo sido necessário alongar o modelo longitudinalmente, e nos cotovelos, tendo sido necessário o alargamento total do veículo. Assim, houve um ganho de comprimento de aproximadamente 100 milímetros, e de cinquenta milímetros de largura, no veículo como um todo (tanto

para chassi, quanto carroceria). Esses valores atualizados de dimensões gerais externas do veículo estão expressos na “Tabela 11”. Importante ressaltar que essas modificações não causaram prejuízo ao *design* do veículo. Também foram adicionados tubos nas laterais do chassi, conforme a “Figura 51”, para reforçar a proteção dos ocupantes nessa região. Posteriormente, em caso de colisão lateral, por meio de simulações é possível verificar a contribuição dessa alteração para segurança dos ocupantes. Adicionalmente, foi acrescentado o encosto para cabeça dos mesmos nos assentos dos bancos. Ele serve como proteção ao evitar fraturas por interromper o deslocamento do pescoço para trás em caso de freadas bruscas ou colisões. Para efeitos de comparação é possível verificar o tamanho geral do conceito final com o modelo original de referência na figura na “Figura 53”.



(a)



(b)

Figura 51. Barra lateral adicionada ao chassi, anterior (a) e atual (b). Fonte: Autor (2018).

Tabela 11. Dimensões gerais externas atualizadas.

Medida (mm)	Anterior	Atual
Comprimento	3480	3536

Altura	1140	1230
Entre Eixos	2380	2405
Bitola Dianteira	1550	1570
Bitola Traseira	1550	1570

As imagens com as demais melhorias no desenho e os respectivos processos de construção estão nas figuras no “Anexo XII”. Para efeitos de comparação de posicionamento de mercado, as figuras no Anexo III mostram o comparativo do modelo proposto – conceito *FGSeven* – com o modelo inicial de referência – Caterham Seven.

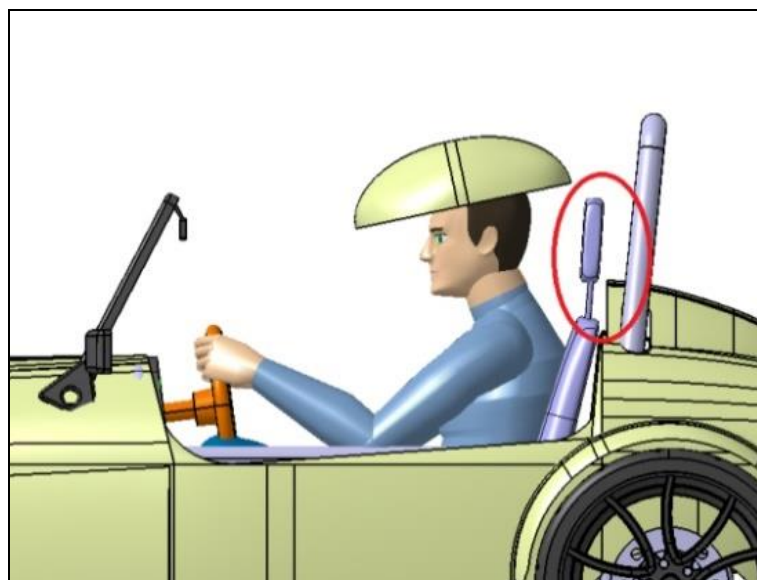
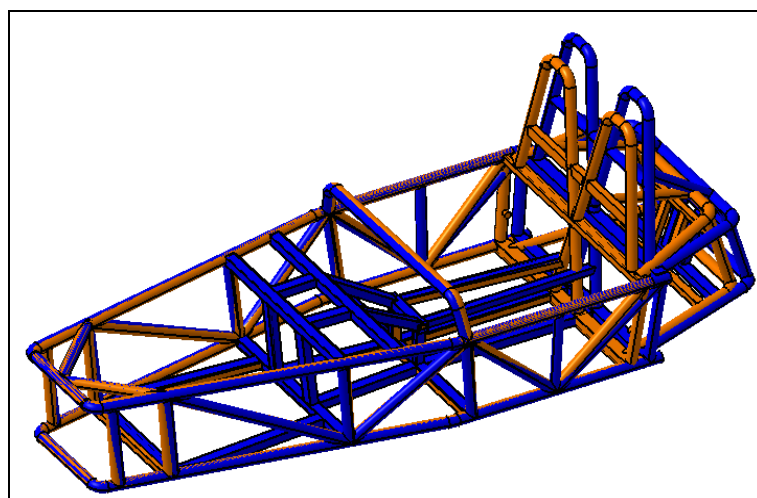


Figura 52. Encosto do banco para os ocupantes. Fonte: Autor (2018).



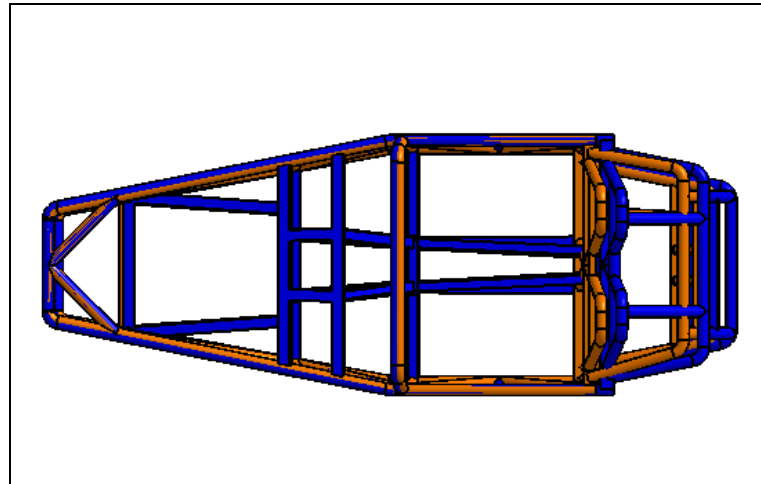


Figura 53. Comparação do chassi anterior (laranja) com o atual (azul). Fonte: Autor (2018).

8.2 DEFINIÇÃO DA MOTORIZAÇÃO E TIPO DE FIXAÇÃO

O motor escolhido como modelo final para o protótipo foi o motor *Ecoboost 2.3 L* a gasolina da Ford, por razões principalmente de eficiência, conforme especificações da “Tabela 12”. O fator de preservação ambiental é fundamental na homologação do modelo perante Departamento Nacional de Trânsito (DETRAN). O motor será fixado no compartimento por meio de calços, ou coxins, aparafusados nas barras de seção quadrada conforme mostra as Figuras, servindo de elemento de fixação e isolamento de vibrações. Ele será montado na posição longitudinal ao contrário do seu uso original que é feito na posição transversal. Porém o modelo FGSeven possui espaço suficiente para tal, conforme a “Figura 54”.

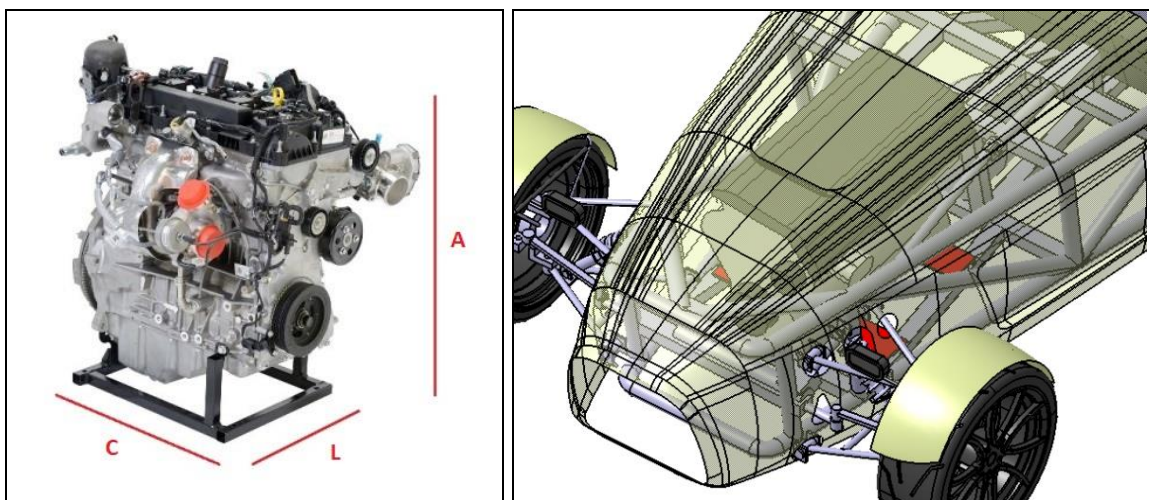


Figura 54. Motor EcoBoost 2.3L utilizado e previsão de alocação no compartimento do motor. Fonte: Ford Motor Company (2017) e Autor (2018).

Tabela 12. Ficha Técnica resumida do motor escolhido. Fonte: *Full-Race Website* (2017)

Motor 2.3L Ecoboost	
Configuração	Bloco de alumínio
Montagem	Longitudinal
Ignição	Sem distribuidor, com plugue de bobina.
Potência	290 PS (231 kW) @ 5400 rpm
Torque	440 Nm @ 3000 RPM
Distribuição de combustível	Injeção direta
Dimensões	645x546x543mm(CxLxA)
Emissão CO2 (g/km)	199
Consumo de combustível	12.2 (23.2) (Cidade)
l/100 km (mpg)	

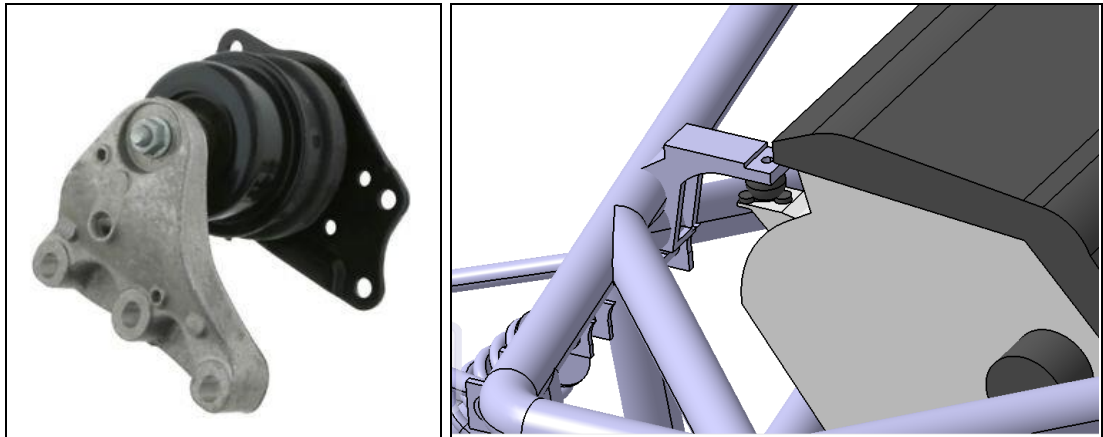


Figura 55. Modelo exemplificativo de coxim e suporte do motor. Fonte: Autor (2018).

As peças específicas de suporte para fixação a serem montadas no chassi seriam desenhadas futuramente, tendo o modelo físico do motor em mãos, dada a especificidade geométrica do mesmo, conforme “Figura 55”.

9 LEVANTAMENTO DA DISTRIBUIÇÃO DE PESO NO VEÍCULO

Nessa parte têm-se o cuidado de verificar se a posição do motor do veículo proporciona uma boa de peso. Uma vez que é o conjunto de trem-de-força que exerce maior influência na distribuição de massa do presente veículo, devemos estudar qual sua localização no chassi. Preocupamo-nos apenas com a coordenada longitudinal – “eixo x” – e de altura – “eixo z”, conforme ilustrado na “Figura 56”, uma vez que a componente transversa no “eixo y” pouco varia dada sua simetria ao longo do carro.

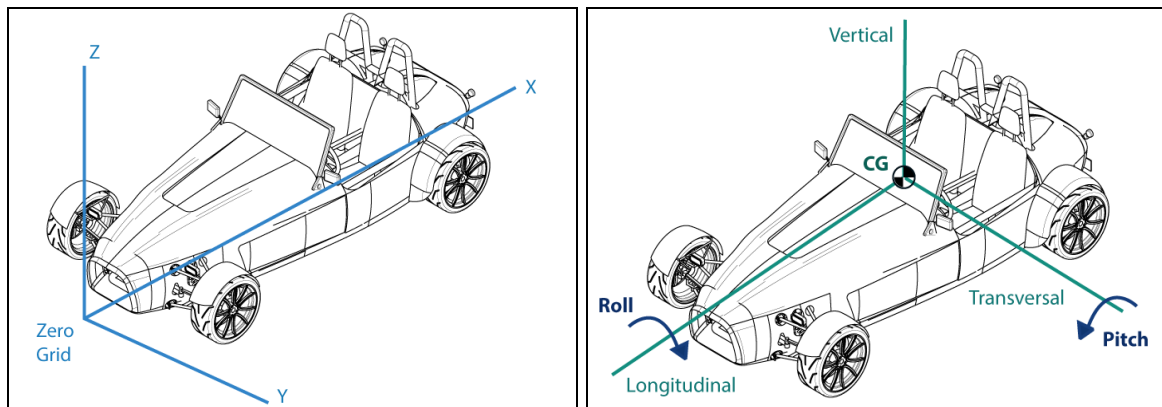


Figura 56. Sistema de orientação para estudo de dinâmica veicular. Fonte: Autor (2018).

O peso não pode ficar todo concentrado na parte da frente – pois assim sobrecarregaria o conjunto dianteiro da suspensão frontal – da mesma forma uma concentração demasiada no centro do carro, mais próxima do motorista pode causar um desequilíbrio em curvas no carro sair de banda e perda de estabilidade em curvas.

9.1 OBTENÇÃO COMPUTACIONAL DO CENTRO DE GRAVIDADE

É utilizado nesse pequeno estudo o modelo do CAD completo do conceito, com os principais itens que influenciam a massa total do mesmo, tais como tanque de combustível, motor, estepe, entre outros. Acessórios pequenos de massa desprezível para esse propósito são desconsiderados, tais como espelho retrovisor. Assim, o modelo CAD completo foi importado para o ambiente computacional de

Assembly do CATIA, e foi inserida a massa de cada componente com a ferramenta “propriedades”, em quilogramas, conforme a “Tabela 13”. Os valores foram estimados com base em modelos reais de referência que mais se aproximassem dos utilizados no conceito. Por exemplo, o peso do motor mais transmissão foi usado com valor aproximado obtido por consulta à mecânica especializada para um motor parecido com o escolhido para o projeto. A massa do tanque de combustível cheio é calculada considerando a densidade da gasolina sabendo-se o volume pré-determinado do recipiente. Os demais componentes, como bancos e rodas foram obtidos de websites e fóruns especializados na internet para modelos que mais se aproximem dos escolhidos. Já a massa dos itens que foram modelados e possuem uma geometria, basta informar ao programa o material do qual o mesmo é feito – com algumas informações básicas como densidade, por exemplo – que com base no volume daquela parte o software calcula a massa do mesmo automaticamente.

O material é inserido para cada componente em seu *PartBody*. Informações mais específicas como a densidade do aço SAE 1020, por exemplo, foram obtidas de catálogos online de fabricantes. Para simular a gasolina foi desenhado um sólido com o formato do tanque e o material editado para a densidade correspondente. Algumas simplificações são necessárias, como por exemplo, assumir que todo o conjunto de suspensão é feito de um único material como o aço, desde molas helicoidais à bandeja – que na realidade são feitas de metal com menor módulo de elasticidade -, e que um material complexo como a caixa de transmissão, que seria cheia de espaços vazios é substituída por uma caixa maciça de aparência externa similar.

Tabela 13. Massa estimada de cada componente do veículo.

Item	Componente	Densidade (Kg/m ³)	Material
1	Chassi	7860	Aço SAE 1020
2	Carroceria	1540	Fibra de vidro
3	Kit Suspensão Dianteira	7860	Aço SAE 1020
4	Kit Suspensão Traseira	7860	Aço SAE 1020
5	Pneu	910	Borracha Vulcanizada
6	Rodas	2710	Liga de alumínio
7	Trem-de-força	5282	Alumínio + Aço
8	Bancos	945	Espuma + Metalon
9	Tanque de combustível	750	Gasolina +

			Polímero
10	Motorista e Passageiro*	1000	---
*Aproximadamente densidade da água.			

Com a ferramenta “*Measure Inertia*” é possível obter automaticamente a localização do Centro de Gravidade, expresso na “Tabela 14”, além de aferir as inércias de cada um. Trata-se de um ponto imaterial com três posições um para cada eixo (nos três eixos coordenados), que indica a localização da maior concentração de massa em um sólido, conforme representado na “Figura 57”.

Tabela 14. Propriedades de inércia do conceito.

Peso (sem ocupantes) (Kg)		618,3
Coordenadas do Centro de Gravidade (mm)		
X	1743	
Y	0 (aproximadamente simétrico)	
Z	273	

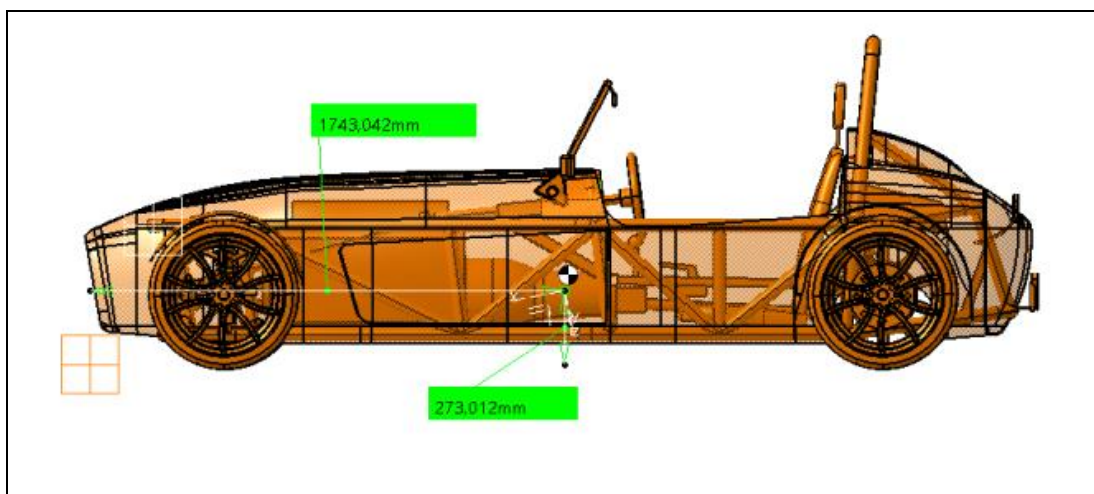


Figura 57. Localização do Centro de Gravidade do veículo anterior. Fonte: Autor (2018).

Tabela 15. Massas envolvidas nos cálculos.

Peso dos ocupantes (motorista e passageiro)	250 Kg
Peso total do veículo	868,3 Kg

Dessa forma, adicionando-se os ocupantes no veículo, conforme o esperado pela teoria, o centro de gravidade é deslocado no sentido positivo do eixo longitudinal, e no sentido negativo do eixo vertical. Para isso, foi adicionado em ambiente computacional, modelos de manequins com as massas de motorista e passageiro, nos quais o centro de massa respectivos são dados pela norma SAE

J826, conforme modelo de dummy expresso na “Figura 58”. As massas são definidas a partir da densidade e volume do material aplicado, cujo valor se aproxima do ser humano, sendo que o centro de gravidade, no qual o ponto de massa concentrada, desse manequim, é o próprio “H-Point” do ocupante.

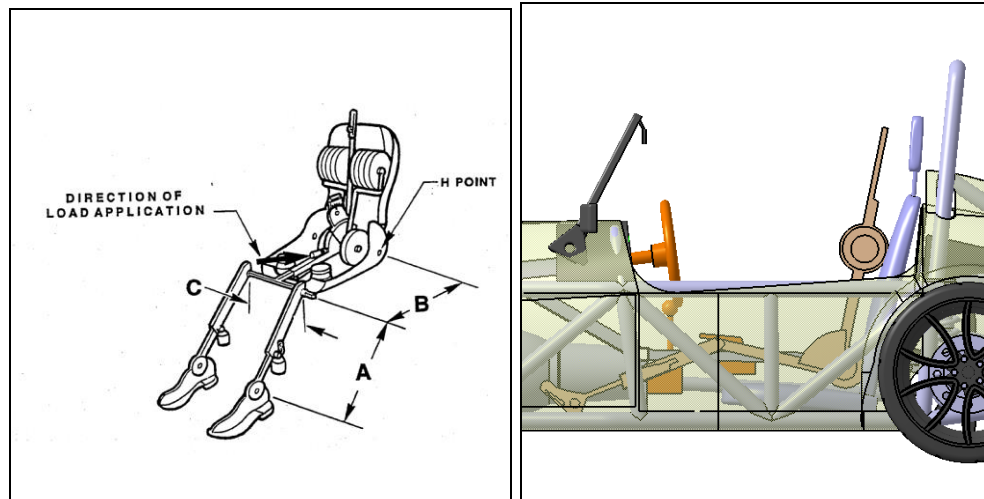


Figura 58. Dummy de posicionamento dos ocupantes.

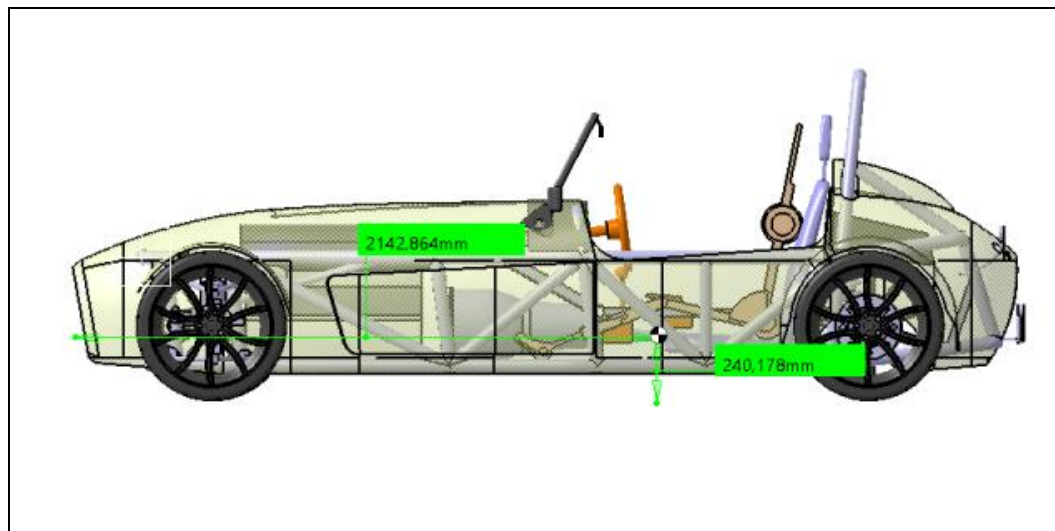


Figura 59. Localização do CG para veículo carregado.

9.2 CÁLCULO DO CARREGAMENTO DINÂMICO NOS EIXOS

Nessa etapa é seguido o modelo proposto por Gillespie (1997) em sua obra “*Fundamentals of Vehicle Dynamics*”, onde é possível obter as principais cargas aplicadas no veículo devido ao seu próprio peso. O método utilizado é a configuração do carro inclinado conforme a “Figura 60”. Sabendo a localização do Centro de Gravidade (CG) e a inclinação do plano é possível determinar as cargas atuantes sobre os eixos dianteiro e traseiro. Os valores da localização do CG foram

obtidos na seção anterior sendo retirados da “Tabela 15”.

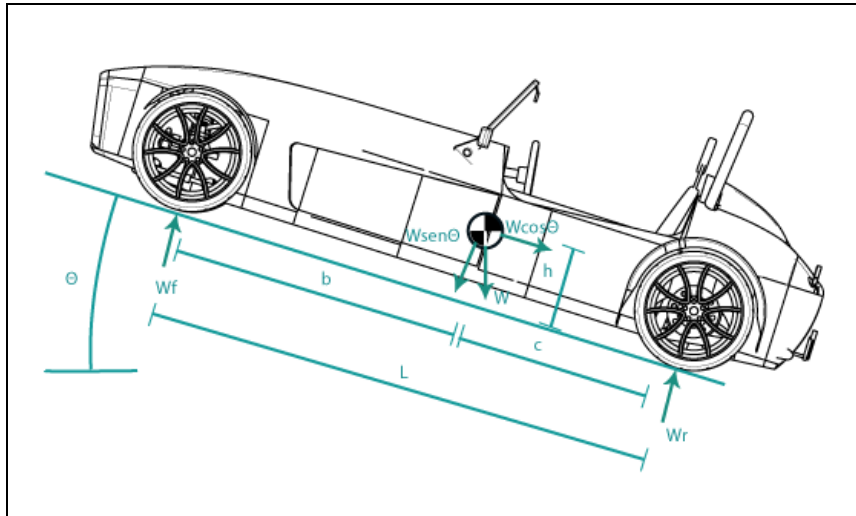


Figura 60. Principais forças atuantes no modelo de meio veículo. Fonte: Autor (2018).

Determinar as cargas atuantes nos eixos do carro é importante para a análise do desempenho de aceleração e frenagem do mesmo, e usa a aplicação fundamentalmente da Segunda Lei de Newton, onde:

- “ W ” é o peso do veículo, correspondente à massa obtida via modelo CAD na seção anterior, descrita como peso em ordem de marcha- multiplicada pela aceleração da gravidade.
- “ θ ” é a inclinação do plano, escolhida arbitrariamente.
- “ L ” é a distância entre eixos.
- “ b ” e “ c ” correspondem à distância longitudinal do CG ao eixo dianteiro e traseiro, respectivamente.
- “ h ” é a altura do CG.
- “ W_f ” e “ W_r ” são as reações sobre os eixos dianteiro e traseiro respectivamente.

Tabela 16. Parâmetros para cálculo das reações nos eixos.

W (N)	θ (°)	L (m)	h (m)	b (m)	c (m)
618,3 (Kg) x 10(m/s ²) = 6183 (N)	30	2,438	0,265	1,251	1,187
868,3 (Kg) x 10(m/s ²) = 8683 (N)*					

*Carregado

Os carregamentos atuantes em cada eixo consistem da componente estática mais a carga transferida do eixo dianteiro para o traseiro devido às forças atuantes no veículo. O modelo utilizado neste trabalho é simplificado com relação ao original apresentado na obra citada. Foram desconsideradas forças de como o arrasto aerodinâmico (D) e as reações de ancoragem para reboques (R_{hz} e R_{hx}), além da Força de D’Alambert uma vez que a aceleração (a_x) é nula no caso em estudo.

Assim, uma vez que o torque aplicado sobre o eixo traseiro deve ser nulo, se consideramos o somatório das forças atuantes no eixo dianteiro, a equação completa – por convenção SAE - é:

$$W_f L + D_A h_A + \frac{W}{g} a_x + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + W h \sin \theta - W c \cos \theta = 0 \quad (\text{Equação 1})$$

Fazendo as simplificações dos termos de reboque, aceleração e arrasto, temos:

$$W_f L + W h \sin \theta - W c \cos \theta = 0 \quad (\text{Equação 2 - Simplificada})$$

Dela podemos resolver a reação “ W_f ” sobre o ponto A isolando esse termo, obtendo o carregamento no eixo dianteiro, e de forma semelhante para o ponto B, para “ W_r ”, no eixo traseiro:

$$W_f = \frac{W c \cos \theta - W h \sin \theta}{L} \quad (\text{Equação 3})$$

$$W_r = \frac{W b \cos \theta + W h \sin \theta}{L} \quad (\text{Equação 4})$$

Substituindo os valores da “Tabela 15” nas equações acima obtêm-se as cargas nos eixos, expressos na “Tabela 16”.

Tabela 17. Cargas nos eixos do veículo.

Veículo Descarregado	
Wf (N)	Wr (N)
2271	3083
Veículo Carregado	
Wf (N)	Wr (N)
3118	4330

9.3 INFLUÊNCIA NO COMPORTAMENTO EM PISTA

Neste trabalho, é objetivo, sobretudo a dinâmica lateral e longitudinal do veículo, já que não há grande preocupação com a estabilidade vertical, devido sua baixa altura não corre o risco de capotar. Assim, não é foco o *roll* ou capotamento. Mas há o risco de elevada transferência de carga em frenagens (de trás para frente do veículo) e consequente sobrecarga do freio dianteiro. Como já dito peso demais na parte de trás pode causar desestabilidade em curva no carro sair de traseira “*oversteer*”.

10 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS DA ESTRUTURA

10.1 O TESTE DE IMPACTO

O teste de impacto é aplicado a simulações de *crash test* – teste de colisões veiculares –, e serve para validar a segurança do automóvel em relação aos ocupantes, conforme ilustrado na “Figura 61”. No Brasil, o teste é normatizado pela *Latin New Car Assessment Programme (Latin NCAP)*, por meio basicamente de três normas principais de *Adult Occupant Protection*. Esse teste pode ser simulado computacionalmente com uso de um modelo CAD e o método dos elementos finitos (MEF) para verificação da deformação estrutural sofrida pelo veículo ao colidir com uma barreira. Existem basicamente três tipos de teste. O primeiro envolve a colisão total do veículo em movimento contra uma barreira, e sua realização é especificada pela norma *Full Width Frontal Impact Protocol (2018)*. O segundo é semelhante ao primeiro, porém o choque mecânico ocorre apenas parcialmente, uma vez que o veículo em movimento colide frontalmente apenas contra metade da barreira, sendo normatizado pelo protocolo *Offset Deformable Barrier Frontal Impact Test Protocol (2018)*. E por último, tem-se o teste de impacto lateral, no qual é utilizado um poste móvel que aplica a força na lateral do veículo uma vez que o mesmo encontra-se parado, sendo normatizado pela *Side Impact Mobile Deformable Barrier Test Protocol*.



Figura 61. Exemplificação de uma das aplicações dos testes de impacto em estruturas veiculares (*crash test*). Fonte: EuroNCAP.com (Acesso em: 2018).

10.1.1 Normatização NCAP

Como já dito, a organização responsável por normatizar os testes de impacto realizados por laboratórios de homologação de veículos na América Latina é a Latin NCAP. Entretanto, são utilizadas neste trabalho as normas europeias da Euro NCAP. Antes de prosseguirmos para a identificação da norma, devemos ter em mente que a norma se refere a testes reais, feitos com veículos reais e bonecos do tipo *dummies* instrumentados com sensores. Neste trabalho, a proposta é simular esse teste em ambiente computacional e, para isso, são necessárias algumas simplificações, e considerações, como por exemplo:

- Os manequins de percentil substituem os *dummies*, porém sem qualquer sensoramento de aceleração ou choque;
- O veículo é testado estaticamente, ao invés de em movimento como no teste em laboratório. Ao invés disso, a contribuição da aceleração para o impacto é contabilizado na força aplicada ao veículo.

Assim, a norma traz pontos em comum para ambos os testes, frontal e lateral. Ela começa com a preparação do veículo, mostrando diversas recomendações, tais como: de que modo trabalhar com a massa móvel do veículo – combustível (chamado *Unload Kerb Mass*); como simular os pesos dos ocupantes com instrumentos de laboratório; de que modo o compartimento de cargas pode influenciar nos resultados (os chamados *Reference Loads*); como marcar visualmente os pontos de referência no veículo (como o *R-Point*, por exemplo, que o primeiro ponto de impacto); e por fim, considerações sobre o ajuste do carregamento nos eixos dianteiro e traseiro, para que estejam conforme a tabela de referência. Posteriormente a norma discorre sobre as configurações dos bonecos *dummies*, seu sensoramento e posicionamento – que no caso é o mesmo do *package* de pilotagem definido em etapa anterior neste trabalho. Por fim, ela aborda as demais instrumentações do veículo – quantos canais por acelerômetro deve ter o teste, por exemplo, assim como a caracterização da barreira de choque. Barreira de choque é a parte que entra em impacto com o veículo testado, e geralmente é equipamento sofisticado capaz de medir os níveis desse impacto e simulá-lo do modo mais

próximo do real possível. No caso do teste de impacto lateral, ele simula a frente do veículo colisor, com geometria simplificada, mas que, porém possui materiais de engenharia verossímeis com o caso real. Ele é feito de polímeros e ligas de alta complexidade para ter as mesmas propriedades de deformação de um carro. Adicionalmente, as configurações do compartimento dos passageiros, como ajustes do banco do motorista, posição e altura são tratadas ao fim da documentação. A parte de mensuração de “H-Point” que tem atenção da norma, já foi abordada em seção oportuna neste trabalho.

Trataremos agora especificamente do teste de impacto lateral. Primeiramente, é importante definir o equipamento já mencionado desse tipo de teste, a *Advanced Automobile Deformable Barrier (AADB)*. O teste de impacto lateral, diferentemente do teste frontal, não é realizado com uma barreira estática, por exemplo, um muro ou poste. Ele é feito considerando outro veículo em velocidade colidindo lateralmente com o modelo. Esse segundo veículo é substituído por um equipamento que simula a carroceria deformável de um carro, ao invés de uma massa sólida estática de concreto como no choque frontal, por exemplo. Esse equipamento, chamado *Advanced Automobile Deformable Barrier* pela norma, é feito de material compósito de matriz polimérica com reforço de alumínio, para mais se aproximar do comportamento em termos rígido em termo maleável da carroceria predominantemente metálica de um carro real. Geometricamente, ele é a frente simplificada de um veículo de passeio, conforme a “Figura 62”, sendo fixado em uma estrutura móvel, que pode ser um chassi simplificado de veículo com quatro rodas, pois apenas a parte que entra em choque necessita ser simulada.



Figura 62. Equipamento utilizado para simular a colisão lateral. Fonte: EuroNCAP

Esse “carro”, no qual a barreira é fixada, recebe o nome de “Trolley” pela norma, e ele age como uma espécie de atuador de força. A norma especifica a massa total desse conjunto, além das cargas no eixos do “Trolley”, além da distância que a barreira deve ter em relação ao seu centro de gravidade. Porém, esses parâmetros servem para o caso de teste instrumentado, para o nosso estudo, a simulação não é feita com a cinemática realista do teste em laboratório. Como já dito, a simulação de carregamento considera de modo simplificado esses fatores. Essa barreira é construída em seções, cada uma com um material diferente e dimensões diferentes, conforme figura no “Anexo VIII”.

Quanto aos parâmetros do teste lateral em si, no laboratório é utilizado um centro de aquisição de dados, provenientes dos canais dos sensores instalados nos bonecos *dummies* e na estrutura veicular. Toda essa instrumentação é usada para medir e monitorar os parâmetros do teste, como por exemplo, a velocidade na hora do impacto – o que no nosso caso é bem conhecida durante o processo. A velocidade de impacto especificada pela norma é 50 km/h. É utilizado um mecanismo de frenagem apenas após o impacto completo, para não interferir nos resultados. O ponto de impacto marcado na lateral do veículo testado – como já mencionado - é o ponto de aplicação da carga de impacto. Após o impacto, algumas medições são feitas ainda com o veículo deformado colidido em contato com a barreira de colisão. Marca-se, na linha central da barreira, o ponto mais próximo do primeiro contato da barreira com o veículo. O esperado é que esse ponto esteja alinhado com o ponto de aplicação da carga, com desvio máximo permitido de 25 mm (esse desvio é efeito esperado do próprio deslizamento durante a deformação). A validação do teste é feito com seguinte critério de aprovação: o nível de dano causado ao ocupante, e não um fator quantitativo exato. O critério utilizado para aprovação no teste é a deformação da estrutura não atingir os ocupantes. No nosso caso, ao invés de bonecos *dummies*, são usados os manequins de construção humana – os mesmos abordados nos estudos de ergonomia anteriores. Eles servem como parâmetro para avaliar a segurança da estrutura em caso de colisão. Verificamos visualmente, no próprio ambiente simulado se os tubos retorcidos após impacto atingiriam o motorista, causando danos físicos ao mesmo. Nos dizeres da própria entidade normatizadora dos testes (NCAP):

“O desempenho destina-se a fornecer uma ferramenta de medição com precisão suficiente para garantir resultados repetitivos e correlativos para refletir o desempenho de proteção de um veículo motorizado em relação aos ocupantes.”

Quanto ao teste de impacto frontal, ainda na seção sobre *Adult Occupant Protection*, a norma se divide em duas aplicações: o teste de frente completa, tratado na *Full Width Frontal Impact Test Protocol*; e o teste de frente parcial, abordado na *Offset Deformable Barrier Frontal Impact Test Protocol*. A respeito dessa segunda norma, têm-se as mesmas especificações já mencionadas do teste de impacto lateral, como mensuração da massa veicular Unladen Kerb Mass, e dos carregamentos nos eixos, por exemplo. Porém, algumas especificidades incluem o procedimento para a medição da largura do veículo, e determinação da sua linha central (*center line*). O ponto de impacto frontal é marcado, no para-choque, a dez por cento de distância dessa linha de centro, na porção do carro onde está o volante, correspondente a 40% de *overlap*. Para o teste instrumentado são usados *dummies* de peso 88 Kg para motorista e passageiro. Além desse ponto, outros dois pontos de interesse são marcados próximos dos ocupantes - na norma essa região é identificada como “B-Post”-, conforme ilustrado na “Figura 63”, servindo para identificar se a deformação frontal é capaz de atingir os mesmos. O primeiro ponto é marcado a 100 mm de distância do “sill”, e o segundo, a 100mm de distância do nível mais baixo da janela lateral. O eixo de referência para medições aqui coincide com o sistema “grid SAE” utilizado desde o início desse trabalho para concepção e análises no veículo. A verificação pós-teste é justamente identificar a nova localização desses dois pontos – medidos em ambos os lados, motorista e passageiro - especialmente suas coordenadas verticais. É realizada a comparação das suas respectivas localizações antes e depois do impacto, sendo relacionadas pela seguinte equação, onde queremos obter o ângulo “ Θ ”, de posse das coordenadas x' , z' e z :

$$z = x' \sin \theta + z' \cos \theta \quad (\text{Equação 5})$$

Onde:

- z é a coordenada vertical pré-impacto;
- x' e z' são as coordenadas longitudinal e vertical, pós impacto;
- Θ é o ângulo que queremos obter.

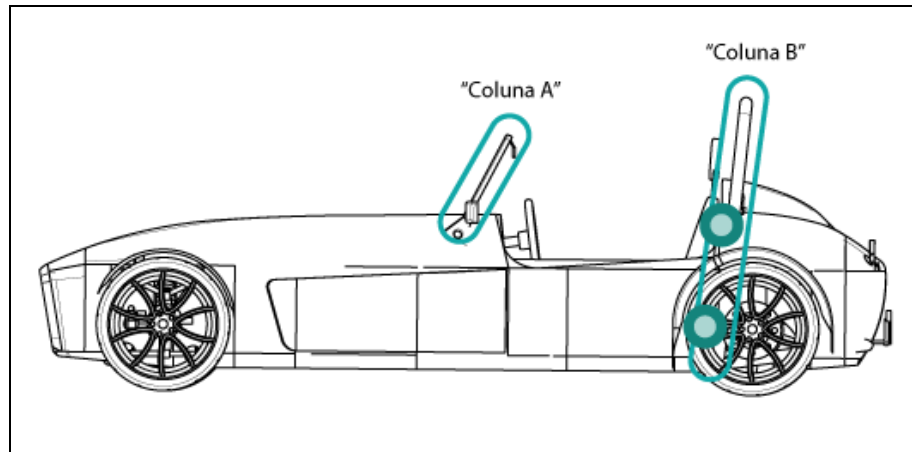


Figura 63. Coluna A e B, “A-Post” e “B-Post”.

Posteriormente, a norma trás seções dedicadas à instrumentação do veículo e *dummies*, por sensores e transdutores, como acelerômetros e atuadores de carga, por exemplo, e seus respectivos canais. Demais indicações são abordadas, como por exemplo, o posicionamento dos *dummies* e localização do “H-Point”. Por essa última já ter sido tratada em momento oportuno, e por as demais se aplicarem apenas ao teste em campo, não serão trabalhadas aqui.

Quanto aos parâmetros do teste em sí, uma barreira deformável pode ser utilizada no bloco de concreto, de modo análogo ao teste lateral. O veículo pode ainda colidir contra uma barreira simplificada de aço ou concreto, ou ainda contra outro veículo. Isso depende de cada teste. No nosso caso, utilizaremos a barreira simples deformável semelhante ao teste anterior em um bloco de concreto. Aqui, a velocidade de colisão é diferente, valendo 64 km/h com erro de uma unidade. Essa barreira, por norma, deve ser colocada a 200 mm do chão.

$$v = 64 \pm 1 \text{ km/h}$$

$$\text{massa dos ocupantes} = 88 \text{ Kg}$$

$$\text{ponto A} = 100 \text{ mm a partir do chão}$$

ponto B = 100mm a partir da janela

Podemos transformar as medições verticais (x', z') e longitudinais pós-impacto pela seguinte relação:

$$\begin{bmatrix} X' \\ Z' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x' \\ z' \end{bmatrix} \text{ (Equação 6)}$$

Após a colisão, a partir da medição dos pontos citados anteriormente, é determinado:

- O movimento (lateral, longitudinal e transversal) da coluna de direção;
- A redução do comprimento do compartimento da janela.
-

10.1.2 Modelo

Simplificado

Proposto

No presente trabalho, não é simulado exatamente o mesmo teste de colisão – *crash test* – realizado em campos reais de testes. Esse tipo de simulação se mostra uma tarefa complexa, que está além do escopo proposto para este trabalho, além de envolver *softwares* mais sofisticados, capazes de simular a cinemática do movimento dos ocupantes – representados na vida real por bonecos ou *dummies* instrumentados. Neste trabalho, iremos nos ater a um modelo simplificado de simulação de impacto, ilustrado na “Figura 64”, no qual apenas a estrutura do chassi é analisada estaticamente – uma vez que a carroceria em fibra de vidro pouco acrescenta a proteção contra esse tipo de deformação –, onde o movimento acelerado do carro é transposto para a força aplicada sobre o mesmo, por meio do “Método de Energia”, descrito na próxima seção. Temos, portanto o seguinte cenário: é realizada uma análise de carregamento estático, com fator dinâmico, sobre a estrutura, simulando a barreira de impacto ou o segundo veículo para colisão em movimento;

- Os parâmetros da análise – expressos na “Tabela 17” - são especificados da norma mencionada da *Euro NCAP*, havendo a transformação da velocidade em energia de deformação, e posteriormente em carga distribuída estática com fator dinâmico;
- Verifica-se a deformação na estrutura, para que a mesma não ultrapasse a região do compartimento de motorista e passageiro.

- O chassi tubular spaceframe é estudado como uma malha de elementos finitos;

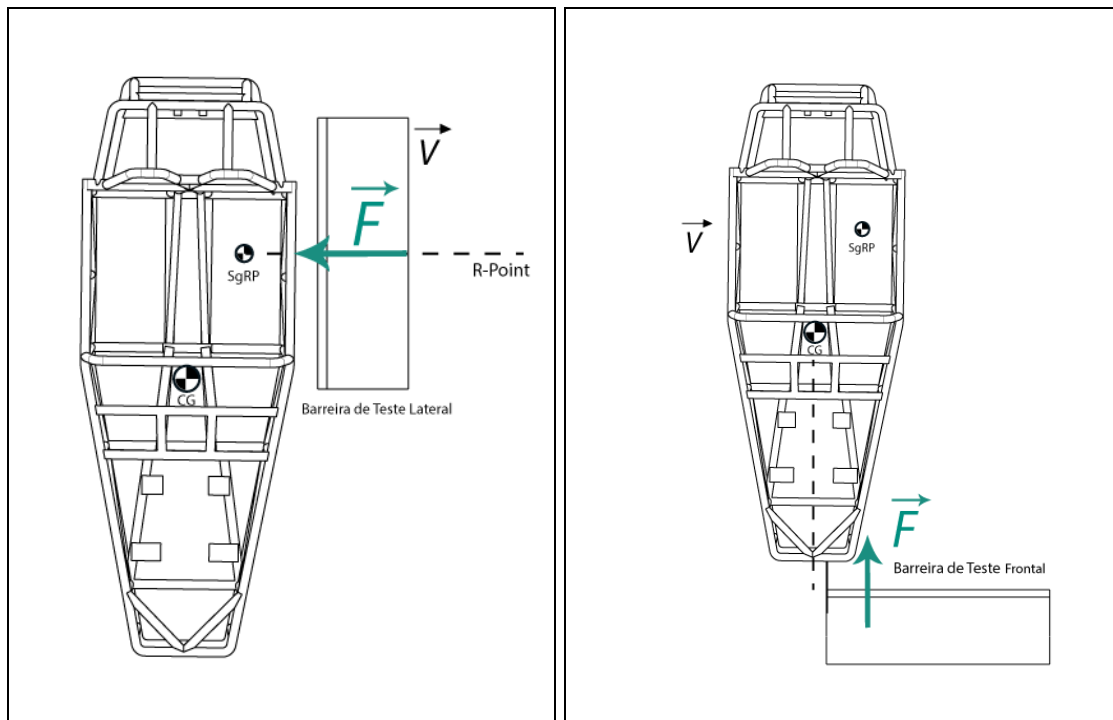


Figura 64. Modelo simplificado proposto do teste lateral e frontal.

O R-point é o ponto de aplicação da carga de impacto. Ele pode ser posicionado de duas maneiras. Na primeira ele corresponde à coordenada longitudinal do SgRP (ou H-Point), já discutido. Em uma segunda abordagem, ele pode ser deslocado 250 mm no sentido positivo do eixo de referência, à partir do SgRP. Neste trabalho utilizamos o primeiro método, por ser mais adequado a veículos de apenas dois passageiros como é o conceito estudado.

Tabela 18. Parâmetros de teste.

Impacto Frontal			
Massa dos ocupantes (motorista e passageiro)		250 Kg	
Localização da barreira			
Vertical	à 200mm do chão	Horizontal	10% da linha de centro
Velocidade de impacto		64 km/h	
Medição de pontos na “Coluna B” (B-Post)			
Ponto “A”	10mm do chão	Ponto “B”	100mm da janela
Impacto Lateral			
Velocidade de impacto		50 km/h	

Localização da barreira			
Vertical	SgRP	Horizontal	SgRP

10.1.3 Considerações Matemáticas e o Método de Energia

Para transpor esse método experimental - realizado em campo de testes instrumentado - para vias numéricas em *software* de elementos finitos, foi utilizado um modelo matemático proposto pela teoria de resistência dos materiais. O método de energia utiliza o princípio da conservação da energia mecânica. Dessa forma, assume-se que toda a energia cinética do movimento proveniente da aceleração do veículo é convertida em energia de deformação pela estrutura da carroceria e chassi. Essa proposição é condizente com a mecânica de Newton, em especial sua Segunda Lei para o movimento, na qual a desaceleração proveniente da colisão multiplicado pela massa do carro é equivalente à força de impacto. É exatamente a mesma ideia da colisão de corpos rígidos da física clássica pela conservação do momento linear e conservação da energia mecânica.

Para simular um teste de impacto, em ambiente computacional – por meio do método dos elementos finitos – basicamente trabalha-se com a definição de força, ou carregamento, em uma estrutura, que responderá a ele em termos de deformação, tensões e deslocamentos. Um crash test envolve a cinemática do movimento do veículo desde seu estado de repouso até sua velocidade de impacto, e essa velocidade – tanto do próprio veículo colidido, para o impacto frontal, quanto do veículo colisor, para o impacto lateral - pode ser incorporada na força aplicada à estrutura. No software de elementos finitos utilizado não é possível encenar fielmente o movimento de aceleração do veículo e a movimentação resultante dos manequins. Deve-se então, transpor essa velocidade em termos de força. Para isso é preciso considerar que o responsável por desacelerar o veículo é a barreira no caso frontal e o próprio veículo no caso lateral. Essa energia cinética do veículo em movimento é transformada em energia de deformação. Hibbeler (2010), em seu livro Resistência dos Materiais, aborda, no capítulo referente ao “Método de Energia”, cargas de impacto que possuem altura ou velocidade atrelada, de modo que o carregamento anteriormente estático, agora passa a ter um fator dinâmico de acréscimo. Conforme o autor,

“...ocorre impacto quando um objeto atinge outro de modo que forças de grande intensidade são desenvolvidas entre eles durante um período muito curto de tempo. Se considerarmos que não há perda de energia durante o impacto, podemos estudar a mecânica do impacto usando a conservação de energia. Para mostrar como isso se dá, é útil analisar o movimento de um sistema simples de bloco e mola.”

A energia cinética do peso “W/g” de velocidade “v” é transformada em energia de deformação da mola (potencial elástica). Pela conservação da energia, e pela Lei de Hooke, fazendo energia inicial igual à energia final, temos:

$$U_e = U_i \quad (\text{Equação 7})$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{W}{g} \right) v^2 = \frac{1}{2} k \Delta_{m\acute{a}x}^2$$

Onde:

- “W” é a massa do bloco;
- “g” é a aceleração da gravidade;
- “v” é a velocidade do bloco;
- “k” é a constante elástica da mola, equivalente à rigidez da estrutura simulada;
- “ $\Delta_{m\acute{a}x}$ ” é a deflexão máxima da mola (ou da estrutura analisada).

As mesmas considerações para o sistema massa mola podem ser transpostas para uma dada estrutura, que no nosso caso é o chassi tubular. Parâmetros como massa e rigidez podem ser devidamente aplicados a estruturas mais complexas, tais como pórticos e treliças. Pelo “Método dos Elementos Finitos”, uma matriz de massa e uma de rigidez irão compor o sistema, para englobar os nós da estrutura. Ora, queremos determinar a força “F” a ser aplicada na estrutura, que equivale à carga de impacto do teste de colisão veicular. Para isso, precisamos primeiro calcular a rigidez global da estrutura analisada – chassi tubular. Importante frisar que somente a porção que sofre deformação entra na equação, ou seja, a rigidez dos tubos da parte lateral, que podem ser simplificadamente aproximados, dada sua geometria, por pórticos de treliça com rigidez “k”. Pela teoria de

resistência, temos os valores tabelados das deflexões máximas para estruturas conhecidas. Conforme a figura no “Anexo VII”, a deflexão máxima, de acordo com Beer (2015), dado o tipo de esforço a que estaria submetido cada tubo, aqui aproximados como barras de viga, é dada por:

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{-5FL^4}{384EI} \quad (\text{Equação 8})$$

Onde:

- “F” é o carregamento distribuído;
- “L” é o comprimento da barra, ou tubo;
- “E” é o módulo de elasticidade do material – no caso para o aço SAE 2010;
- “I” é o momento de inércia

Fazendo a conservação da energia:

$$U_e = U_i$$

O primeiro termo corresponde a energia cinética e o segundo ao trabalho realizado pela força (Trabalho = Força x Deslocamento).

$$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}F\Delta_{m\acute{a}x} \quad (\text{Equação 9})$$

Substituindo o valor de $\Delta_{m\acute{a}x}$, temos:

$$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}F\left(\frac{-5FL^4}{384EI}\right)$$

Isolando o termo do carregamento, considerando apenas o módulo de aplicação da força, obtemos a carga necessária para simularmos o teste, sabendo a velocidade de impacto:

$$F = \sqrt{\frac{384EI}{5L^4}} v^2 \quad (\text{Equação 10})$$

Essa forma de incorporar a velocidade durante a aplicação da carga estática é equivalente a utilizar o carregamento estático multiplicado por um fator dinâmico “F.D.”, cuja demonstração decorre da mesma hipótese anterior.

$$F.D. = \left[1 + \sqrt{1 + 2 \left(\frac{h}{\Delta_{est}} \right)} \right] \quad (\text{Equação 11})$$

Onde:

- “h” é altura de carregamento
- “ Δ_{est} ” é a deflexão máxima estática

É possível fazer a verificação dessas relações por meio da Segunda Lei de Newton e da conservação do momento linear. A definição de momento de um corpo:

$$\vec{p} = m\vec{v} \quad (\text{Equação 12})$$

Derivando o termo da velocidade em relação ao tempo:

$$\vec{F} = \frac{dp}{dt} = \frac{d(m\vec{v})}{dt} \quad (\text{Equação 13})$$

$$\vec{F} = m\vec{a}$$

Onde:

- “v” é a velocidade do corpo, equivalente a velocidade de impacto;
- “m” é a massa do corpo, equivalente a massa do veículo;
- “F” é a carga aplicada no impacto;
- “a” é a aceleração do corpo, nesse caso, equivalente a desaceleração do veículo a partir da colisão.

Por equilíbrio de forças, por ação e reação, a desaceleração – ou aceleração negativa - do veículo medida do ponto de impacto até a sua parada total é a mesma da sua aceleração positiva a partir do repouso até o momento do choque. É mais fácil medir esse segundo caso, basta sabermos o tempo necessário para atingir a velocidade de impacto. Para nosso estudo, podemos utilizar valores de referência, a partir de especificações técnicas de modelos de veículos similares em termos de peso e motorização – considerando uma relação linear para interpolar o intervalo de velocidade para metade do usual. Todos esses valores descritos anteriormente estão expostos na “Tabela 18” para melhor organização, e para obter esses parâmetros basta substituímos os valores nas equações mencionadas.

$$\vec{a} = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v_f - v_i}{t_f - t_i} \quad (\text{Equação 14})$$

Tabela 19. Parâmetros de cálculo da carga de impacto (descarregado).

0-100 km/h**	Track length (S/h)	m (Kg)***
5s	60m	618,3
Impacto Frontal		
Vf (km/h)*	Festática (N)	a (m/s ²)
64	1966	3.18
Impacto Lateral		
Vf (km/h)*	Festática (N)	a (m/s ²)
50	2528	4.09
*definido por norma (velocidade de impacto).		
**conforme dados técnicos do modelo Catheram Seven 620Rs com motorização similar, aceleração de 0-100km/h em aproximadamente 5 segundos.Fonte: https://www.zeroto60times.com/vehicle-make/caterham-0-60-mpg-times/		
***estimado computacionalmente na seção anterior.		

Tabela 20. Parâmetros de cálculo da carga de impacto (veículo carregado).

0-100 km/h**	Track length (S/h)	m (Kg)***
5s	60m	868,3
Impacto Frontal		
Vf (km/h)*	Festática (N)	a (m/s ²)
64	2761	3.18
Impacto Lateral		
Vf (km/h)*	Festática (N)	a (m/s ²)
50	3551	4.09

Para o teste lateral,

$$\begin{aligned}
 S &= S_0 + vt \\
 60 &= 0 + (13,8)t \\
 t &= 4,34s \\
 a &= \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{13,8}{4,34} = 3,18 \text{ m/s}^2
 \end{aligned}$$

Para o teste frontal,

$$\begin{aligned}
 S &= S_0 + vt \\
 60 &= 0 + (17,8)t \\
 t &= 3,37s \\
 a &= \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{13,8}{3,37} = 4,09 \text{ m/s}^2
 \end{aligned}$$

Deflexão máxima

$$\Delta_{est} = \frac{F_{est}L}{48EI} \quad (\text{Equação 15})$$

A força dinâmica de carregamento é obtida multiplicando o Fator Dinâmico pela força estática equivalente. Para o caso lateral descarregado,

$$\begin{aligned}
 \Delta_{est} &= 108 \\
 F.D. &= 2.1 \\
 F_{din} &= F_{est} \cdot FD = 1996 \cdot 2.1 = 4790 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Para o caso lateral carregado,

$$\begin{aligned}
 F.D. &= 2.1 \\
 F_{din} &= F_{est} \cdot FD = 2761 \cdot 2.1 = 5798 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Para o caso frontal descarregado,

$$\begin{aligned}
 \Delta_{est} &= 120 \\
 F.D. &= 2.4 \\
 F_{din} &= F_{est} \cdot FD = 2528 \cdot 2.4 = 6067 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Para o caso frontal carregado,

$$\begin{aligned}
 F.D. &= 2.4 \\
 F_{din} &= F_{est} \cdot FD = 3551 \cdot 2.4 = 8522 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Tabela 21. Carregamentos aplicados nas simulações (descarregado).

Impacto Frontal		
F _{din} (N)	F.D.	Δ _{est} (mm)
6067	2.1	108
Impacto Lateral		
F _{din} (N)	F.D.	Δ _{est} (mm)
4790	2.4	120

Tabela 22. Carregamentos aplicados nas simulações (carregado).

Impacto Frontal		
F_{din} (N)	F.D.	Δ_{est} (mm)
8522	2.1	108
Impacto Lateral		
F_{din} (N)	F.D.	Δ_{est} (mm)
5798	2.4	120

10.1.4 Preparação do Ambiente Computacional

No nosso caso, o teste é feito apenas para o chassi, uma vez que a carroceria de fibra de vidro não representa o maior fator de resistência mecânica para proteção de passageiro e motorista em caso de colisão. Assim, o modelo CAD do chassi, como um sólido, é importado para o ambiente *Structural Analysis* do CATIA (*Dassault Systemes*) e convertido em uma “Malha de Elementos Finitos”, conforme ilustrado na “Figura 65”.

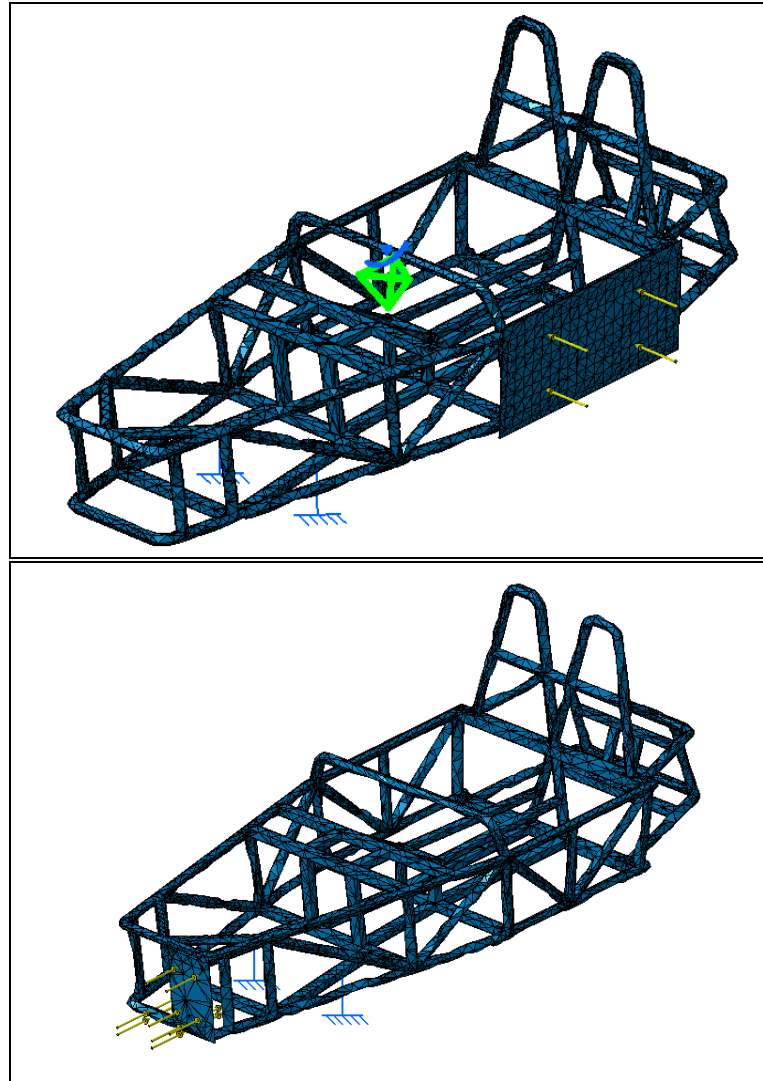


Figura 65. Malha de elementos finitos para o teste de impacto lateral. Fonte: Autor, 2018.

Para o caso de teste real, seria também necessário inserir um segundo componente: o atuador de colisão lateral, ou *Advanced Automobile Deformable Barrier*, onde a força seria aplicada contra o veículo. Também seria imprescindível garantir o mínimo deslizamento entre essa barreira e a estrutura do veículo para não prejudicar os resultados. Essa interface entre esses dois componentes, barreira e chassi, poderia ser alcançada com uso de relações conectando as duas peças, para que força e deformação sejam coesas entre as duas partes. Essas relações no software utilizado são inseridas com a ferramenta “Slider Connection Property” nas faces com contato – garantido pelas restrições “Constraints” de contato face-a-face em ambiente “Assembly”. Porém aqui não é necessário tal feito. Basta acrescentarmos uma placa delgada na região de aplicação da carga, correspondente a área de contato entre barreira e chassi. A espessura mínima,

arbitrado o valor de 2 mm, se deve ao fato de evitar interferir nos resultados ao não acrescentar resistência à deformação do chassi, atuando como reforço indesejado de rigidez. Seria mais complexo aplicar nesse ambiente computacional as forças nos tubos redondos do chassi, um a um. Essa placa é construída no próprio do desenho do chassi, não chegando a ser um segundo componente na montagem. Assim não é preciso as considerações anteriores de relações entre partes. A transferência de força é feita quase que completamente e instantaneamente para a estrutura que interessa nessa análise: o chassi.

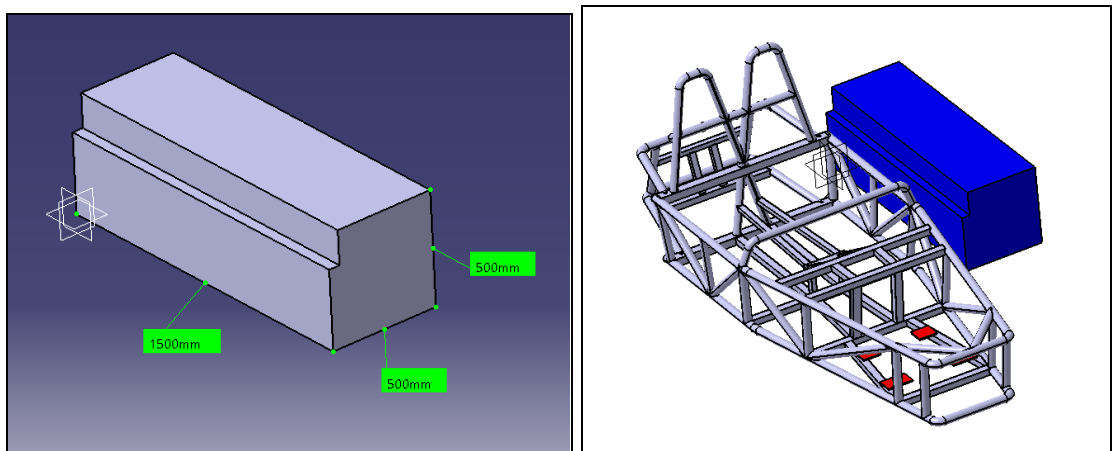


Figura 66. Barreira móvel para o teste lateral.

Porém, como dito, só precisamos da parte da barreira móvel em contato com o chassi, para o teste lateral, correspondente à área frontal da mesma. Assim, o sólido completo para ela é simplificado na placa mencionada anteriormente por meio da projeção da sua seção transversal, conforme a “Figura 66”.

Apesar de a simulação ocorrer para o caso estático, a parte dinâmica está embutida na força aplicada, graças ao “Fator Dinâmico” calculado anteriormente. Poderíamos, ao invés disso, ter utilizado o caso dinâmico - “Dynamic Response Case”-, e aplicado uma modulação de tempo, obtendo os mesmos resultados. A malha foi construída com elementos tetraédricos parabólicos, pois são mais precisos do que os elementos triangulares lineares, sem grande prejuízo ao tempo de computação dos resultados. A malha pode ser refinada com o uso da ferramenta “Adaptativity Entinty”, a partir do erro computado da malha anterior, porém aumentado o custo computacional de processamento. Entretanto, é possível observar que a região de interesse, porção da estrutura mais afetada pelo impacto,

já possui qualidade suficiente. São definidas as condições de contorno da simulação, conforme expresso na “Tabela 10”, a saber: restrições de engaste na parte inferior do chassi; e carregamento distribuído nas placas. A solução da simulação é efetuada com o comando “Compute”, e os resultados podem ser visualizados de três formas: tensões, deformação e deslocamento na estrutura.

É possível realizar o estudo de convergência da malha de elementos finitos para melhorar a obtenção dos resultados numéricos. Na primeira iteração, assim que a malha é gerada pela primeira vez, ela contém erros e imperfeições que podem ser otimizadas e corrigidas com a ferramenta “Adaptativity Entity”. Assim, é possível definir manualmente uma porcentagem de erro mínimo, para o qual se deseja convergir, e assim gerar novamente uma nova malha aperfeiçoada, após rodar as análises onde o software compara automaticamente com o resultado anterior. Trata-se de um processo iterativo. Isso evita que seja definido um valor muito alto para a quantidade de elementos e nós de forma arbitrária, comprometendo o tempo de processamento sem necessidade. Após três iterações foi possível obter uma malha com aproximadamente 5% de erro, conforme dados da “Tabela 23” e Figura “67”.

Tabela 23. Estudo de convergência de malha (refinamento de malha).

Iteração	Valor do erro calculado
1	46,3%
2	13,1%
3	4,9%

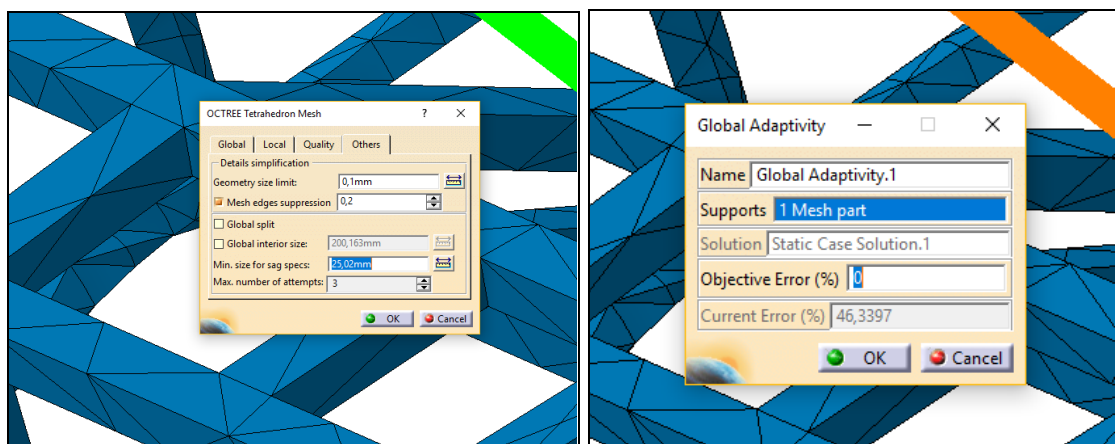


Figura 67. Definição manual de qualidade da malha, e ferramenta de iteração automática para refinamento de malha.

10.1.5 Simulação e Resultados

Após computar a análise, é possível visualizar a deformação na estrutura, conforme a “Figura 68” e “Figura 69”. Posteriormente a malha deformada foi exportada, ainda como CAD, para montagem com os manequins dos percentis 45 e 75. Assim, verifica-se visualmente se há interferência entre chassi e ocupantes. Dessa forma, observamos que para o teste lateral, em caso de colisão o motorista é atingido pelo impacto, onde as barras da estrutura alcançam parte de braço e perna esquerda.

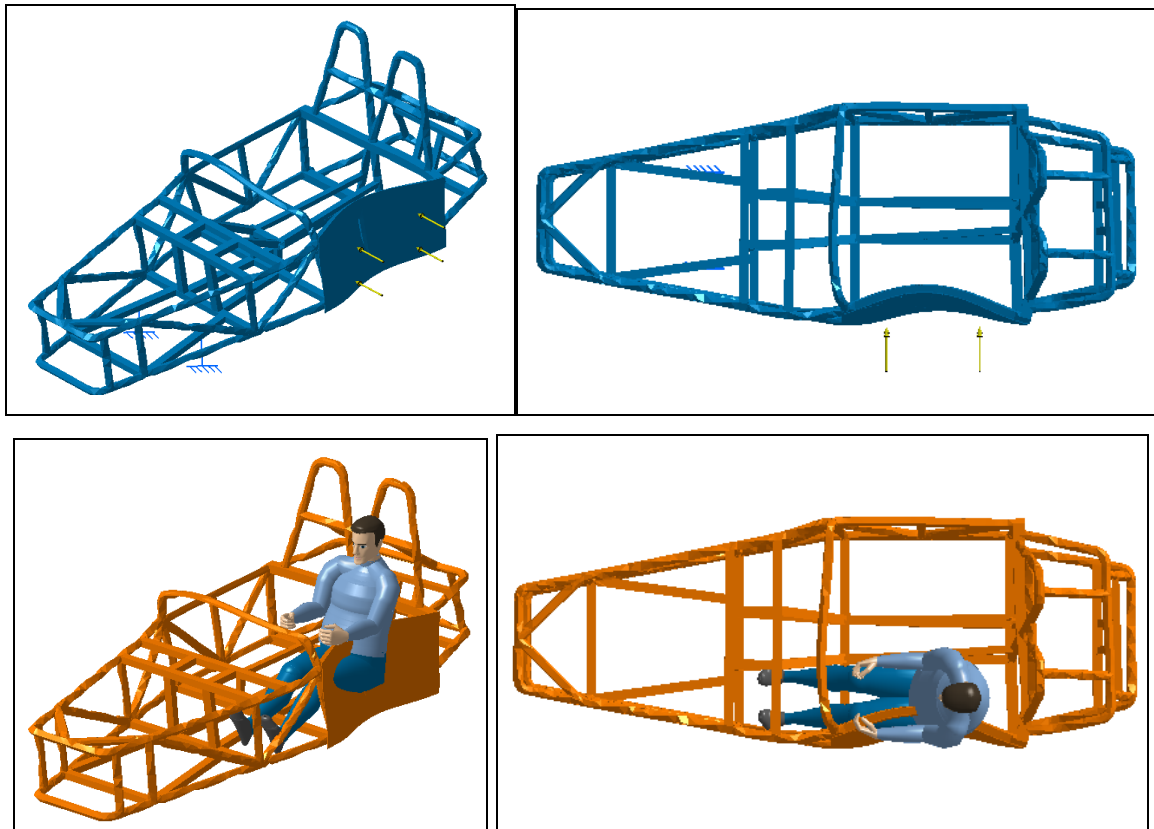


Figura 68. Estrutura deformada após teste lateral com veículo engastado (pior caso).

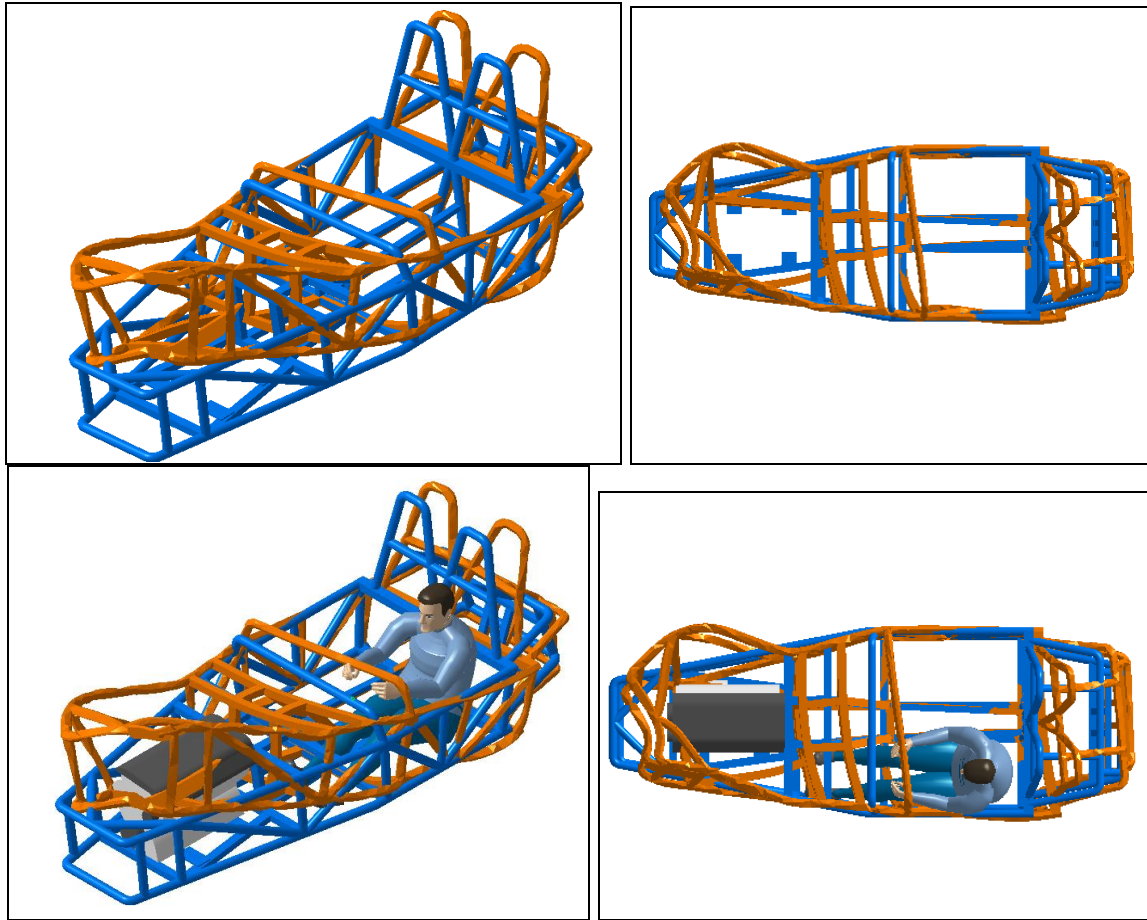


Figura 69. Estrutura deformada após teste frontal com veículo engastado (pior caso).

Deve-se considerar que o veículo para a simulação anterior encontra-se engastado na sua parte inferior. Isto significa que o carro recebe todo o choque do impacto, sem atenuação dessa energia na forma de deslocamento como ocorre em caso real. Pode-se afirmar assim que esse é o pior caso, sendo este teste superdimensionado. Em testes reais, logo após o momento de colisão, o veículo é arrastado pela pista, havendo, portanto a dissipação de parte da energia de impacto em forma de movimento. Desse modo, a estrutura sofre menos deformação.

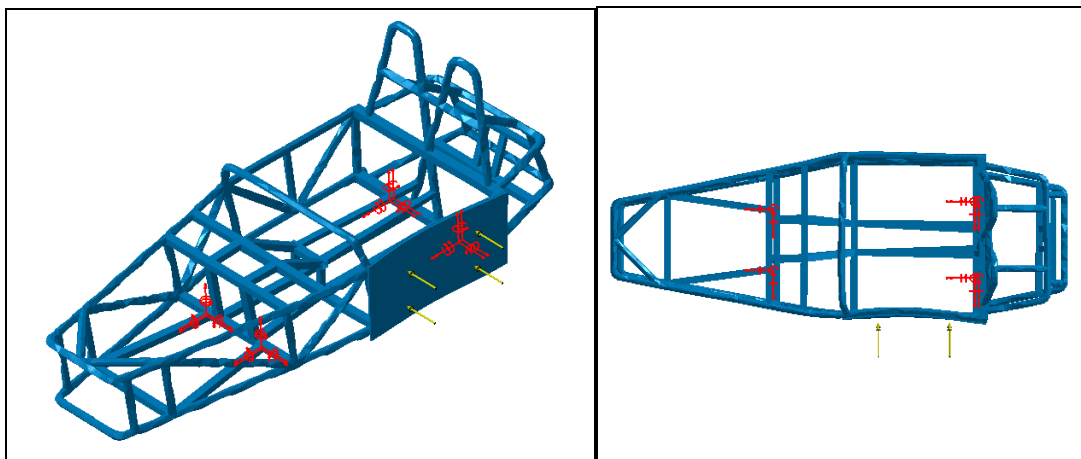
O impacto negativo é bem menor no teste frontal para o motorista, uma vez que estrutura deformada interfere menos no manequim. Isso se deve ao fato de a parte frontal do chassi ser mais afastada para o ocupante, onde o em caso real até mesmo o próprio motor fornece uma barreira a mais de proteção para colisões desse tipo.

Tabela 24. Parâmetros do estudo de impacto.

Tipo de Simulação	Análise Estática de Estruturas
-------------------	--------------------------------

Natureza do Estudo	Experimental em ambiente computacional
Objeto da Simulação	Deformação em Chassi Tubular
Método Utilizado	Elementos Finitos
Tipo de Solução	Numérica
Tipo de Elementos da Malha	Tetraédricos Parabólicos
Tamanho da Malha	30.849 Elementos (Frontal) 58.598 Nós (Frontal) 70.228 Elementos (Lateral) 36.934 Nós (Lateral)
Restrições	Engaste e Restrição de Translação (definida manualmente)
Carregamento Aplicado (veículo descarregado)	Distribuído: 6067 N (frontal), 4790 (lateral)
Carregamento Aplicado (veículo carregado)	Distribuído: 8522 N (frontal), 5798 (lateral)
Software Utilizado	CATIA V5(Dassault Systemes),
Ambiente	Generative Structural Analysis

Posteriormente, procedeu-se a mesma simulação, agora para o caso mais próximo de real, no qual o veículo não está engastado e a chapa auxiliar possui maior espessura. Isso se deve ao fato de a espessura delgada não favorecer a transferência da energia de impacto. A simulação anterior demonstrou esse fato ao exibir a deformação excessiva na parte lateral especialmente. Nesta nova simulação, a placa de aplicação do carregamento possui material suficiente para não deformar e assim não afetar os resultados no chassi, onde realmente a análise importa. Como no caso real, o que se obtém é uma estrutura menos deformada, e conseqüentemente mais segura, em decorrência de as barras verticais do chassi ancorarem a frente do veículo colisor, impedindo sua chegada aos ocupantes, para o caso lateral.



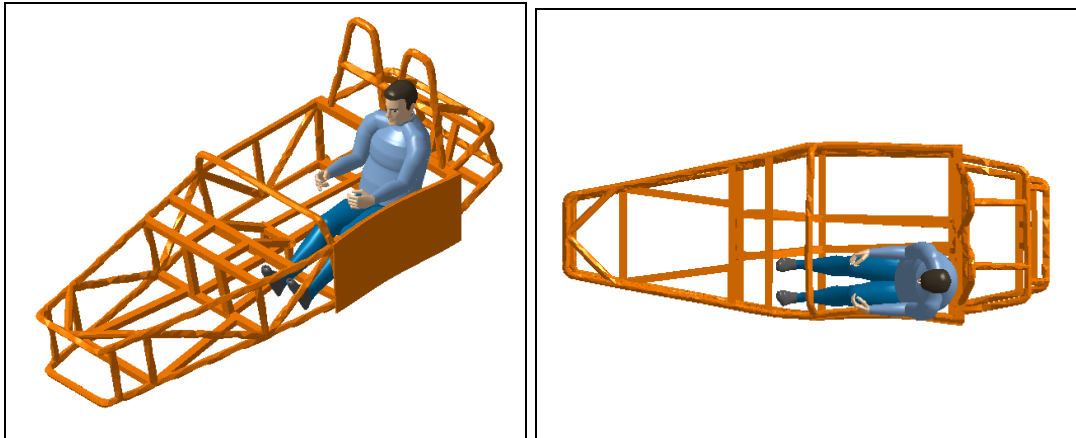


Figura 70. Estrutura deformada após impacto lateral para o caso mais próximo do real.

A restrição de movimento, permitindo apenas a translação no “eixo y” para o caso lateral e “eixo x” para o caso frontal é realizado com a ferramenta “user defined restraint”, que permite configurar os graus de liberdade manualmente, ao invés de usar o engaste “clamp”. Os elementos de solda podem ser inseridos com a ferramenta “welding connection property”.

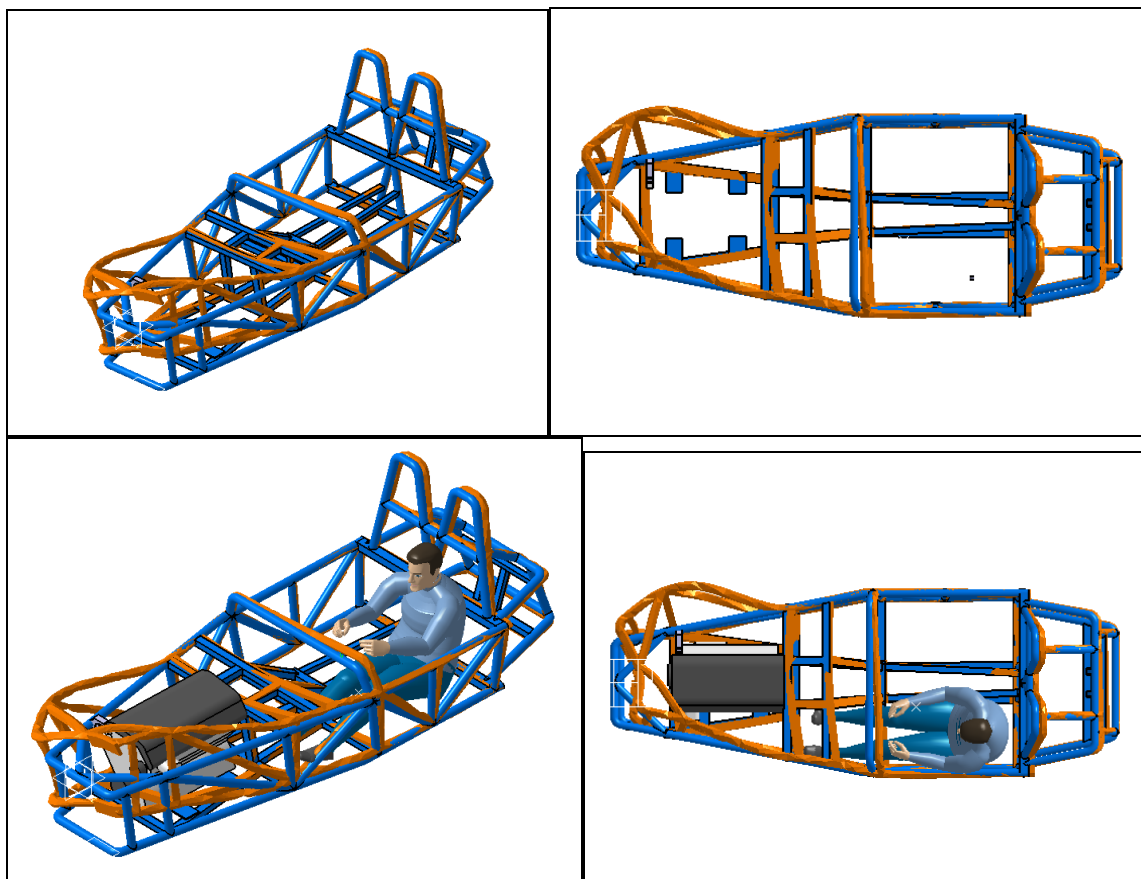


Figura 71. Estrutura deformada após impacto frontal para o caso mais próximo do real.

10.2 OBTENÇÃO NUMÉRICA DOS PARÂMETROS DE RIGIDEZ TORCIONAL

10.2.1 Considerações Iniciais e Objetivos

Na presente etapa, conforme mostrado na “Tabela 25”, será realizado o cálculo numérico da rigidez torcional de uma estrutura veicular, composta pelo seguinte conjunto: chassi do tipo *spaceframe*, carroceria, e suspensões “duplo A”, dianteira e traseira. Primeiramente, é apresentada a caracterização e integração desses componentes em um só modelo tridimensional CAD. Posteriormente, são realizadas simulações computacionais na estrutura de modo a representar o teste de torção e obter assim, os valores dos parâmetros concentrados de rigidez de torção. É importante ressaltar que algumas simplificações geométricas no modelo tridimensional da estrutura foram necessárias para o prosseguimento da análise.

Tabela 25. Resumo do escopo da seção.

ANALÍTICO	
Solução	Manual
Ferramenta	Teoria de torção em perfis de paredes finas
Método	Cálculo à mão para torção
COMPUTACIONAL	
Solução	Numérica
Ferramenta	Método dos Elementos Finitos (MEF)
Método	Simulação do teste de torção

Ambos utilizam o modelo matemático proposto por Genta (2009) - no qual cada parâmetro concentrado de rigidez deve ser obtido separadamente e depois associado conforme a configuração (série ou paralelo).

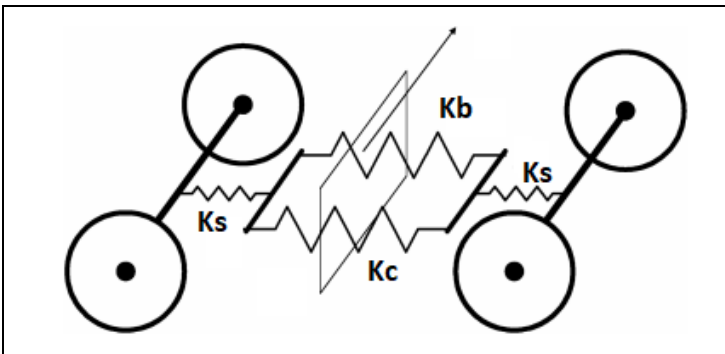


Figura 72. Modelo proposto por Genta (2008) para obtenção da rigidez torcional global de uma estrutura veicular (Adaptado).

Para ambas as análises o modelo é simétrico, conforme a “Figura 72”, com plano de simetria cortando a estrutura no seu centro geométrico transversal, e as suspensões dianteiras e traseiras são consideradas idênticas.

- K_c : Rigidez à torção do chassi [Nm/rad]
- K_b : Rigidez à torção da carroceria [Nm/rad]
- K_s : Rigidez à torção da suspensão [Nm/rad]
- K_G : Rigidez à torção global do sistema [Nm/rad]

Associação em paralelo para K_c e K_b :

$$K_{\text{resultante1}} = K_c + K_b$$

Associação em série para K_s :

$$K_G = (K_{\text{resultante1}} \times 2 K_s) / (K_{\text{resultante1}} + 2 K_s)$$

O que muda para cada caso, analítico ou computacional, é como cada “ K_n ” é obtido. Experimentalmente, ele é obtido por sensores que captam o deslocamento de pontos na estrutura. Aqui, é possível simular sensores e extrair esses dados numericamente de um modelo de elementos finitos.

10.2.2 Preparação do Ambiente Computacional

A estrutura utilizada é composta por um chassi tubular do tipo *spaceframe* e a carenagem da carroceria, caracterizando um *body-on-frame*. Como já dito anteriormente, todas as partes foram modeladas como sólidos no ambiente “*Part Design*” e possuem espessura de parede de 2mm caracterizando perfis de parede fina de seção fechada. As suspensões do tipo “Duplo A” são as que possuem maior número de partes interligadas: braços superior e inferior; manga de eixo; mola helicoidal e amortecedor. Todas foram integradas com uso de restrições – *restraints* – de contato de modo a unir cada parte de forma geométrica e lógica no espaço tridimensional CAD. Assim, todos os componentes possuem interligação funcional, isto é, estão solidários e não soltos no espaço. Todas as partes foram marcadas com material do tipo Aço SAE 1020.

É importante frisar que as simplificações feitas no modelo CAD original foram efetuadas para permitir a comparação com a obtenção analítica dos parâmetros de rigidez torcional para a mesma estrutura, que será feita posteriormente. São feitas duas análises, uma com a estrutura original e outra com a estrutura simplificada, conforme a “Figura 73”.

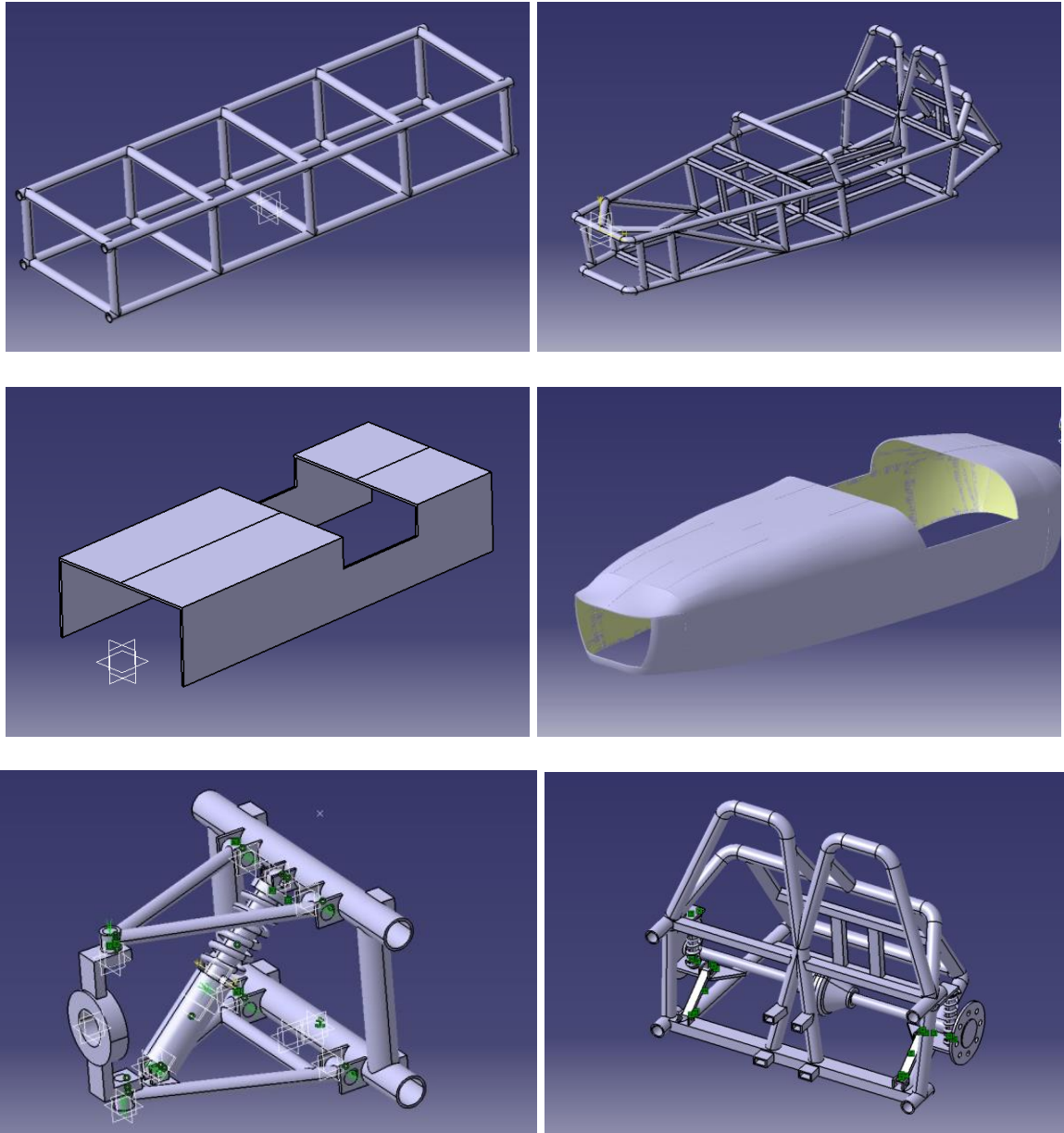


Figura 73. Modelos tridimensionais da estrutura utilizada em cada caso. Versão completa para estudo numérico, e versão simplificada para estudo analítico.

Quanto ao ambiente de simulação propriamente dito, o *Generative Structural Analysis*, foi necessário configurar as condições de contorno para cada componente da estrutura em separado, uma vez que se foi obtido a rigidez de cada uma isoladamente e depois seus valores aglomerados via associações determinadas no modelo utilizado. A restrição aplicada na região central e simétrica de cada componente estrutural, seja chassi, carroceria ou suspensão, é do tipo engaste – *clamp*. Foi necessário também restringir alguns movimentos rotacionais e translacionais de cada parte utilizando *User-Defined Restraint* para fechar a equação

de equilíbrio de movimentos. Como resultado da simulação é possível visualizar três informações principais da estrutura: tensões de Von Mises, deformação e deslocamentos. Para nosso estudo, nos interessa apenas este último. Por fim são aplicadas as cargas distribuídas – na forma de binários - nas rodas conforme o modelo proposto para o teste de torção.

10.2.3 Obtenção dos Parâmetros de Rigidez Torcional

Aqui, cada “Kn” é estimado numericamente pela simulação computacional da torção de cada estrutura. O cálculo da rigidez nesse caso vem da seguinte expressão

$$M = K\varphi$$

- M: Momento torçor aplicado
- K: Rigidez à torção
- Φ : Deflexão angular sofrida devido à torção

Uma vez que já sabemos o momento aplicado, e que queremos encontrar a rigidez, basta encontrar a deflexão então. A deflexão angular total da estrutura pode ser estimada medindo, diretamente no modelo CAD em Elementos Finitos, após a simulação de torção, pontos de deslocamento na estrutura. Esses pontos, ilustrados na “Figura 21”, estão próximos da localização das rodas, e variam para cada caso. De modo geral:

$$\varphi = \text{artg}\left(\frac{dz}{t}\right)$$

$$K = \frac{M}{\varphi}$$

Aqui, os pontos de medição do deslocamento são “ca”, “cb”, “da” e “db”. O chassi é engastado no plano de simetria e os carregamentos de momento torçor são aplicados nas extremidades. O termo “z” designa o deslocamento de translação na direção vertical (eixo z) de cada ponto.

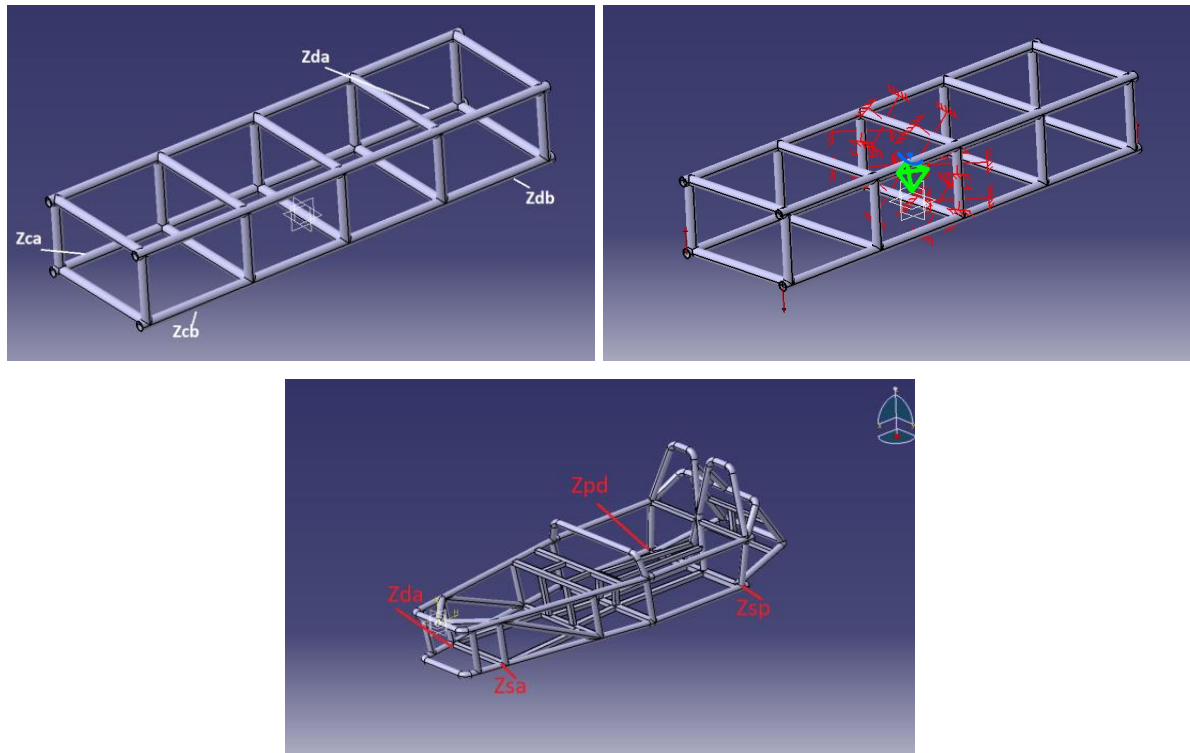


Figura 74. Modelo computacional do chassi para análise numérica de torção.

$$Kc = \frac{Mx}{\text{artg}\left(\frac{Zca + Zcb}{t}\right) + \text{artg}\left(\frac{Zda + Zdb}{t}\right)}$$

O momento “Mx” é definido pela força centrípeta “Fc” vezes a altura do centro de gravidade “hcg”, e define a força em curvas no centro de rolagem do carro. “Fc” usualmente é o peso do veículo vezes a inércia de aceleração em curvas, e é aplicado em torno do eixo longitudinal “x”, por ser a rolagem do carro (dinâmica lateral). Para efeitos práticos de trabalho consideramos a aceleração igual a 10m/s². (uma curva desacelerando a 36 km/h).

$$Fc = Wg = 850 [Kg] \cdot 10[m/s^2]$$

$$Fc = 8500 [N]$$

A altura do centro de gravidade no veículo em estudo é de aproximadamente meio metro em relação ao chão.

$$M = Fc \cdot h_{cg} = 8500 \cdot 0,5 = 4250 [Nm]$$

Para simularmos essa aplicação de momento em curvas, devemos distribuir igualmente um quarto desse valor para cada roda. Assim, a força aplicada no teste em cada ponto é dada considerando o braço de alavanca, ou a bitola do eixo

dianteiro e traseiro, uma vez que torque é força vezes a distância. A bitola – ou *track* – no veículo em estudo é igual e simétrica para dianteira e traseira vale 2 metros.

$$4250 = Fz \cdot track$$

$$Fz = \frac{4250}{track} = \frac{4250}{2} = 2125 \text{ N}$$

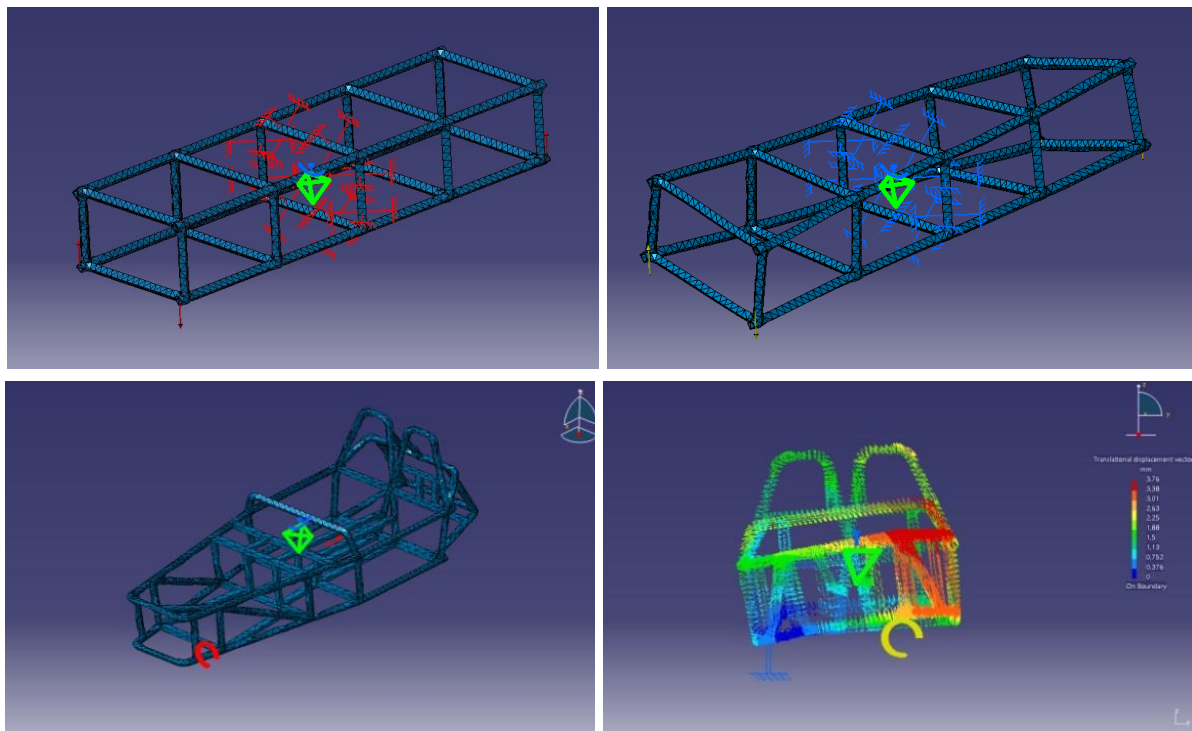


Figura 75. Malha de elementos finitos do chassi (original e simplificada).

Os pontos possuem três coordenadas no espaço (eixo “x”, “y” e “z”) e correspondem a nós na malha de elementos finitos do modelo. Clicando no ponto desejado na malha no ambiente *Generative Structural Analysis* podemos identificar o número do nó correspondente. A posição em cada coordenada pode ser obtida exportando o arquivo de solução para a solução de “*Translational Displacement*” após computar a análise, representada na “Figura 76”. Retiramos a norma desse vetor para obter o deslocamento em “z” desejado, expressos na “Tabela 26” a “Tabela 28”.

Tabela 26. Deslocamentos translacionais para o chassi simplificado.

Nó	Ponto	Zx (mm)	Zy (mm)	Zz (mm)	Deslocamento (Z)
3620	ca	0.114	0.00329	0.304	0.316

4246	cb	0.129	-0.0123	-0.3	0.322
3674	da	-0.122	0.00494	-0.31	0.309
4224	db	-0.126	-0.00698	0.32	0.311

Tabela 27. Deslocamentos translacionais para o chassi original.

Nó	Ponto	Zx (mm)	Zy (mm)	Zz (mm)	Deslocamento (Z)
3872	ca	0.106	0.00178	0.26	0.251
5891	cb	0.107	-0.0098	-0.2	0.239
3561	da	-0.110	0.00366	-0.27	0.189
5192	db	-0.102	-0.00509	0.26	0.240

Tabela 28. Principais parâmetros para cálculo da rigidez torcional do chassi simplificado.

<i>Mx (Nm)</i>	<i>T (m)</i>	<i>Zca (mm)</i>	<i>Zcb (mm)</i>	<i>Zda (mm)</i>	<i>Zdb (mm)</i>	<i>Kc (daNm/rad)</i>
6000	2	0.316	0.322	0.309	0.311	29.566

Tabela 29. Principais parâmetros para cálculo da rigidez torcional do chassi original.

<i>Mx (Nm)</i>	<i>T (m)</i>	<i>Zca (mm)</i>	<i>Zcb (mm)</i>	<i>Zda (mm)</i>	<i>Zdb (mm)</i>	<i>Kc (daNm/rad)</i>
6000	2	0.251	0.239	0.189	0.240	47.904

O mesmo teste de torção, com engaste no meio, medição dos deslocamentos nas rodas e aplicação de momento na extremidade, pode ser aplicado para determinação da rigidez da carroceria. Os mesmos procedimentos anteriores foram aplicados ao modelo da carroceria, ilustrados na “Figura 76”. Os resultados estão expressos na “Tabela 29” e “Tabela 30”.

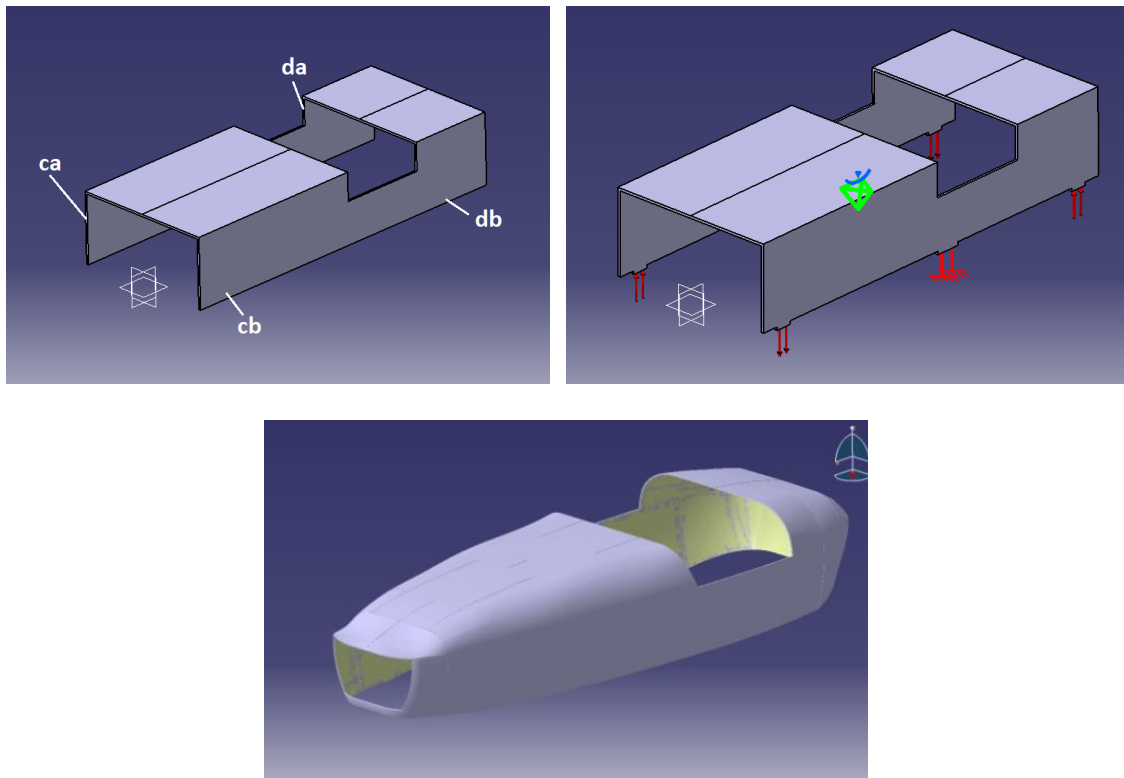


Figura 76. Modelo computacional de teste de torção para a carroceria (Autor).

A força “F” aplicada na roda corresponde ao mesmo explicitado na seção anterior para a simulação do chassi.

$$Kb = \frac{M}{\text{artg} \left(\frac{Zca + Zcb}{t} \right) + \text{artg} \left(\frac{Zcc + Zcd}{t} \right)}$$

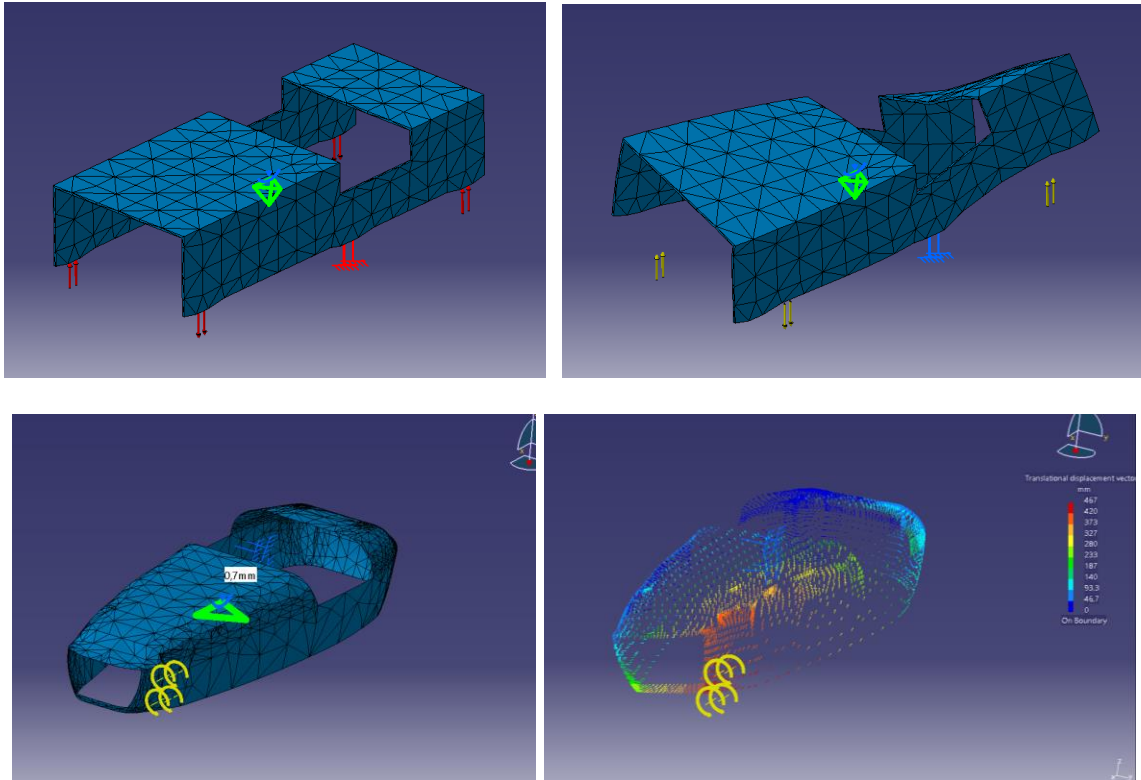


Figura 77. Malha de elementos finitos após torção.

Tabela 30. Deslocamentos de translação para a carroceria.

Simplificada					
Nó	Ponto	Zx (mm)	Zy (mm)	Zz (mm)	Deslocamento (Z)
14	ca	-0.00109	-0.00972	0.0071	0.0120
165	cb	0.00132	-0.00946	-0.00645	0.0115
2	da	0.000119	0.0107	-0.0146	0.0121
10	db	0.000305	0.00984	0.0128	0.0119
Original					
28	ca	-0.00081	-0.00772	0.0059	0.0101
152	cb	0.00099	-0.00709	-0.00551	0.0105
17	da	0.000101	0.0068	-0.0099	0.0098
44	db	0.000211	0.00877	0.0111	0.0102

Tabela 31. Principais parâmetros de determinação da rigidez de torção.

	M_x (Nm)	t (m)	Z_{ca} (mm)	Z_{cb} (mm)	Z_{da} (mm)	Z_{db} (mm)	K_b (daNm/rad)
Simplificada	6000	2.3	0.0120	0.0115	0.0121	0.0119	13.839
Original	6000	2.3	0.0101	0.0105	0.0098	0.0102	17.911

Para suspensão traseira e dianteira a diferença é que é medido apenas um ponto para cada um quarto de suspensão, seguindo o modelo plano da parte analítica. Devido à sua simetria, os valores de cada uma são iguais, de modo que:

$$Ks = 2 Ks'$$

$$Ks' = \frac{M}{\text{artg}\left(\frac{Zca}{t}\right)}$$

- Ks': Rigidez à torção de um quarto de suspensão
- Ks: Rigidez à torção total de meia suspensão
- t: Comprimento da bandeja inferior da suspensão

$$F = \frac{Wg}{4} = \frac{850 [Kg] \cdot 10[m/s]}{4}$$

$$F = 2125 [N]$$

Aqui o único ponto de medição do deslocamento em “z” é o cubo da roda, que na parte analítica corresponde ao “Ponto C” do modelo plano, conforme ilustrado na “Figura 78”.

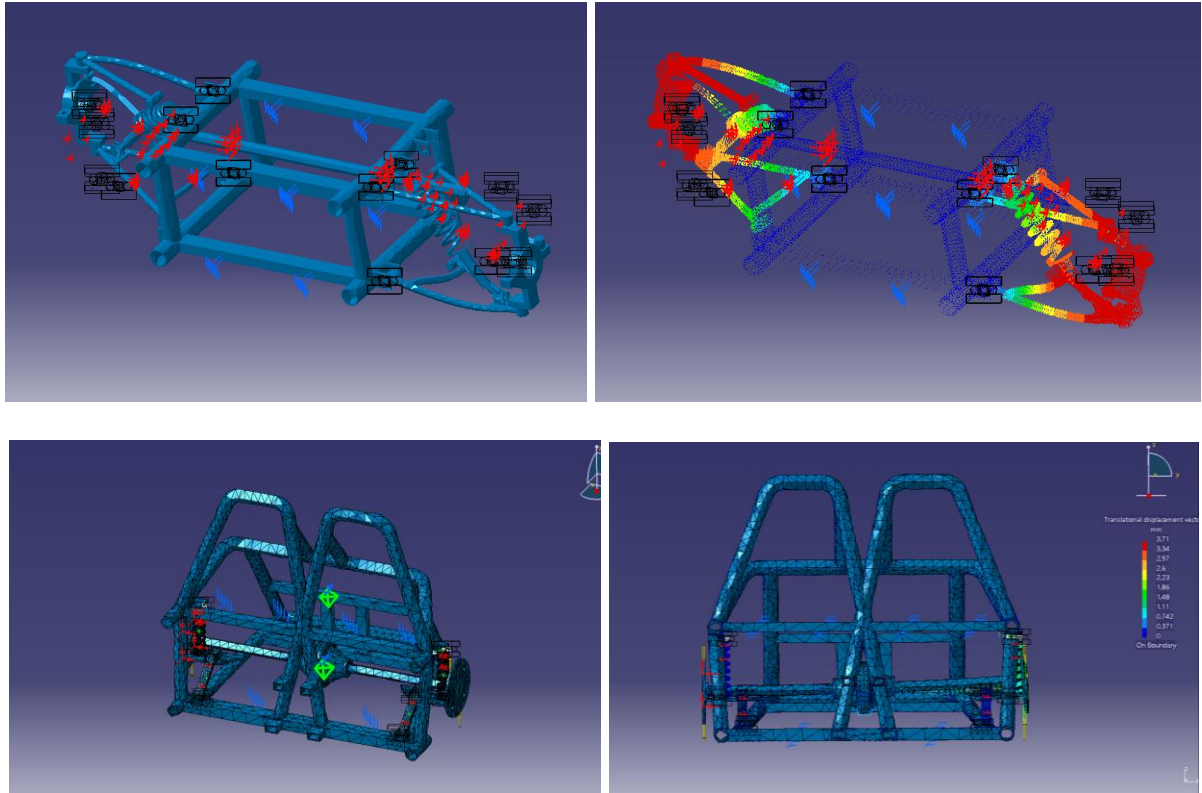


Figura 78. Malha de elementos finitos do modelo de suspensão dianteira e traseira.

Tabela 32. Pontos de deslocamento da suspensão.

	Nó	Ponto	Zx (mm)	Zy (mm)	Zz (mm)	Deslocamento Z (mm)
Dianteira	5498	ca	-	-	-0.0047	0.0049
			0.000115	0.0000214		
Traseira	8663	da	-	-	-0.0017	0.0019
			0.000023	0.0000101		

Tabela 33. Parâmetros para determinação da rigidez da suspensão.

	Mx (Nm)	t (m)	Zca (mm)	Ks' (Nm/rad)	Ks (daNm/rad)
Dianteira	1500	2.3	0.0049	3.441	6.882
Traseira	1500	2.3	0.0019	6.155	12.230

A rigidez completa do sistema pode ser obtida pela associação em série e paralelo do modelo proposto no início da seção dos parâmetros concentrados de rigidez local, expressos na “Tabela 32”. Para o sistema simplificado, a suspensão traseira e dianteira são idênticas, valendo sua composição em série “ $2Ks$ ”. Já no modelo original, a soma equivale a “ $Ksd+Kst$ ”. Sendo que o modelo de suspensão dianteira simplificada é o mesmo da dianteira do original. Os resultados estão na “Tabela 33”.

Tabela 34. Parâmetros de rigidez do sistema completo.

	K_c (daNm/rad)	K_b (daNm/rad)	K_{sd} (Nm/rad)	K_{st} (Nm/rad)	$K_{resultante1}$ (daNm/rad)	K_G (daNm/rad)
Original	47.904	17.911	6.418	12.230	67.099	55.820
Simplificado	29.566	13.839	6.418		43.129	38.733

10.2.4 Verificação do Critério de Falha por Von Mises

Pelo critério de ruptura de Von Mises, a tensão máxima atuante na estrutura do projeto não deve ultrapassar dois terços da tensão de escoamento para o material. Devemos então mensurar as tensões de Von Mises na estrutura em estudo, conforme a “Figura 77”. Assim, a fórmula analítica para verificação do critério de falha por Von Mises é dada na equação abaixo, e significa que o valor medido de tensão máxima admissível para o projeto (e verificado pela simulação no CATIA) deve ser menor ou igual a dois terços da tensão escoamento já conhecida. Esse valor de tensão de escoamento é tabelado para cada material e para o aço SAE 1020 vale 2,5e+008N_m2. Aqui, diferentemente da obtenção dos deslocamentos, não pegamos os valores de tensão para um nó predeterminado, pois o ponto de interesse é determinado após a simulação onde houver maior concentração de tensão na estrutura. O critério de falha é utilizado para verificar se uma estrutura atende a um limite mínimo de resistência sem romper. Em outras palavras, a tensão máxima a que a estrutura está sujeita não deve ultrapassar o valor correspondente a dois terços da tensão de escoamento. Para a carroceria, considerando a fabricação em fibra de vidro (compósito de matriz polimérica reforçado com fibras) de menor resistência mecânica, o valor da tensão de escoamento vale 12.54 MPa.

$$\sigma_s \leq \frac{2}{3} \sigma_{yt}$$

Onde:

σ_s : tensão máxima admissível

σ_{yt} : tensão de escoamento

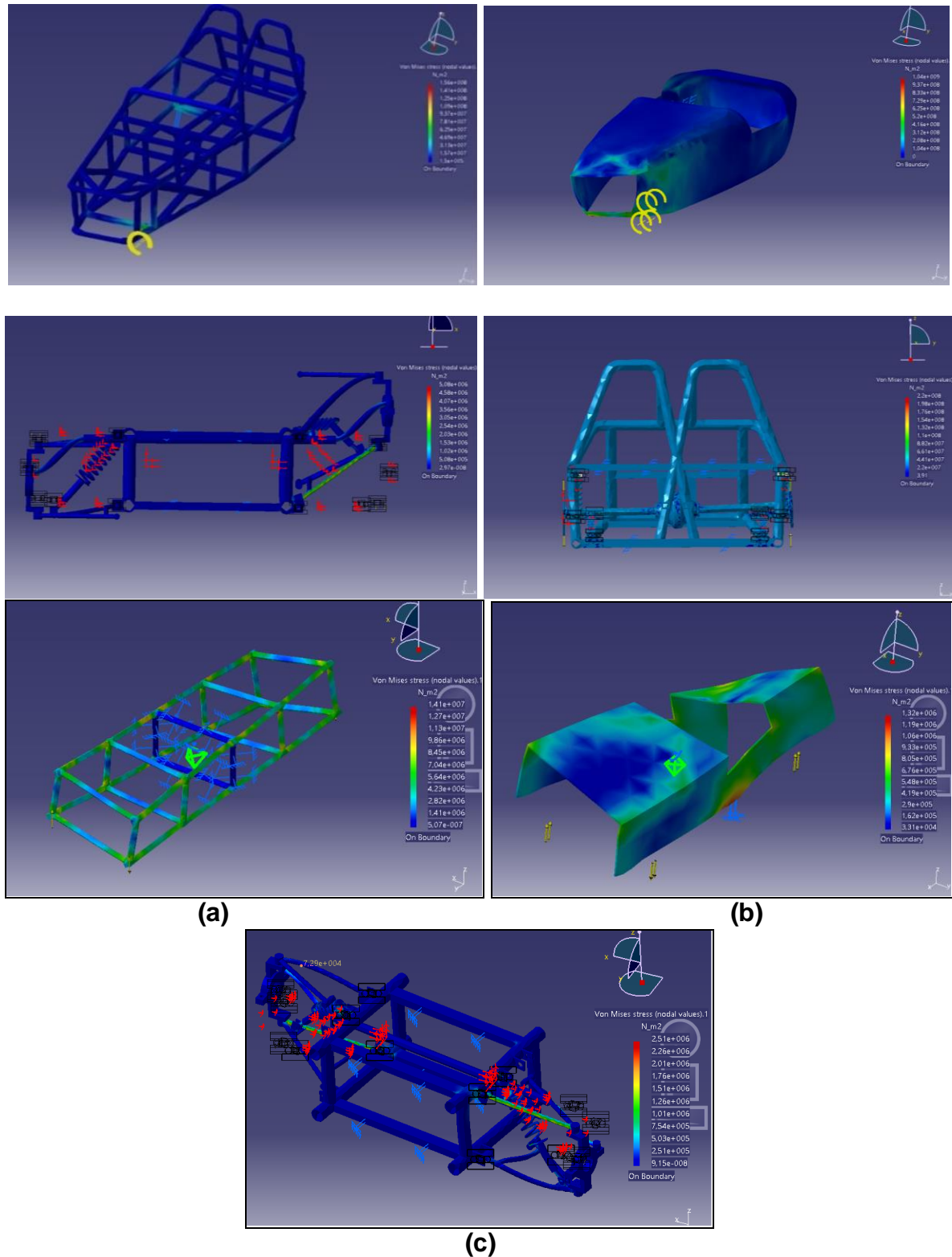


Figura 79. Obtenção das tensões de Von Mises para cada parte da estrutura. (a) Chassi (b) Carroceria. (c) Suspensão Dianteira. (d) Suspensão Traseira.

Tabela 35. Verificação do Critério de Falha por Von Mises da Estrutura.

Parte	σ_s (N/m ²)	σ_{yt} (N/m ²)	$\frac{2}{3} \sigma_{yt}$ (N/m ²)	Critério
Chassi	1,56e+008	2,5e+008	1,67e+008	Aprovado

Carroceria	1,04e+009	1,2e+006	0,8e+006	Reprovado (se isolado)
Suspensão Dianteira	2,20e+007	2,5e+008	1,67e+008	Aprovado
Suspensão Traseira	5,08e+006	2,5e+008	1,67e+008	Aprovado

Por esse critério, e pelos valores observados na “Tabela 35”, é possível observar que a estrutura atende ao requisito de integridade e resistência em estudo de forma global, isto é, considerando os componentes de rigidez que compõem o veículo de forma integrada, e não isolada. As tensões foram medidas diretamente no CATIA, com o resultado da análise estática, ao clicar o comando “Report” que gera um relatório dos resultados da simulação para as máximas tensões na malha de elementos finitos. Foi possível observar que como esperado as suspensões são os componentes estruturais mais solicitados no veículo.

10.3 DETERMINAÇÃO ANALÍTICA DA RIGIDEZ TORCIONAL

10.3.1 Considerações Iniciais e Objetivos

Nesta parte será realizado o cálculo analítico da rigidez torcional da estrutura veicular simplificada, já mencionada, composta pelo seguinte conjunto: chassi do tipo spaceframe, carroceria, e suspensões “duplo A”, dianteira e traseira. Posteriormente, o resultado analítico obtido será comparado com o resultado numérico obtido via simulação computacional. É utilizado o mesmo modelo proposto por Genta (2009) da seção anterior. Para ambas as análises o modelo é simétrico, com plano de simetria cortando a estrutura no seu centro geométrico transversal, e as suspensões dianteiras e traseiras são consideradas idênticas. Como já dito, o que muda para cada caso, analítico ou computacional, é como cada K_n é obtido.

Associação em paralelo para K_c e K_b :

$$K_{\text{resultante1}} = K_c + K_b$$

Associação em série para K_s :

$$K_G = (K_{\text{resultante1}} \times 2 K_s) / (K_{\text{resultante1}} + 2 K_s)$$

10.3.2 Obtenção Analítica da Rigidez Torcional

Aqui, cada K_n é calculado pela expressão analítica de rigidez para torção em perfis de parede fina, seja de seção aberta ou fechada. O cálculo é feito pra cada componente separado como na seção anterior, e depois o resultado global é atingido por associação série-paralelo conforme o modelo.

O chassi é composto por barras longitudinais e transversais, feitas de tubos de parede finas de seção fechada, conforme a “Figura 80” e “Figura 81”. A rigidez total do chassi é composta pela superposição da rigidez de cada barra que o compõe. Assim, consideramos o parâmetro K_{tc} de rigidez total do chassi como a associação, seja em série ou paralelo, da rigidez K_i de cada barra. O cálculo para cada uma é feito em separado, considerando apenas aquela barra, considerando-a como submetida a esforço de torção. Depois de feito isso para todas as barras, elas são associadas conforme a configuração adequada, obtendo-se a rigidez total. As barras transversais servem, em efeitos práticos, como adicionais ou reforços estruturais ao esforço de torção da estrutura completa. Dessa forma, elas entram no cálculo como um fator de segurança a mais para o projeto.

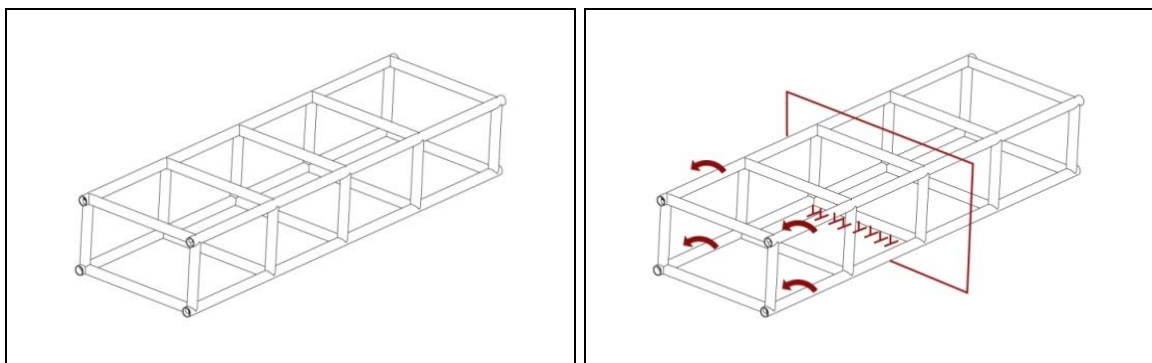


Figura 80. Modelo geométrico tridimensional do chassi spaceframe submetido à torção (Autor).

A abordagem analítica não considera explicitamente os carregamentos e condições de contorno da mesma forma que o teste simulado de torção computacional. Contudo, elas já estão inclusas, implicitamente, na formulação matemática. O chassi completo é submetido a esforço de torção, assim, consideramos que cada barra longitudinal (marcada em verde) sofre esforço de torção pura na mesma intensidade, e que cada porção de pórtico das barras

transversais (marcadas em azul) sofre torção devido a um momento aplicado em suas extremidades devido à torção. Essas expressões estão na “Tabela 36”. O chassi é engastado no plano de simetria, o momento torçor é aplicado nas extremidades do chassi, e as barras torcem simetricamente.

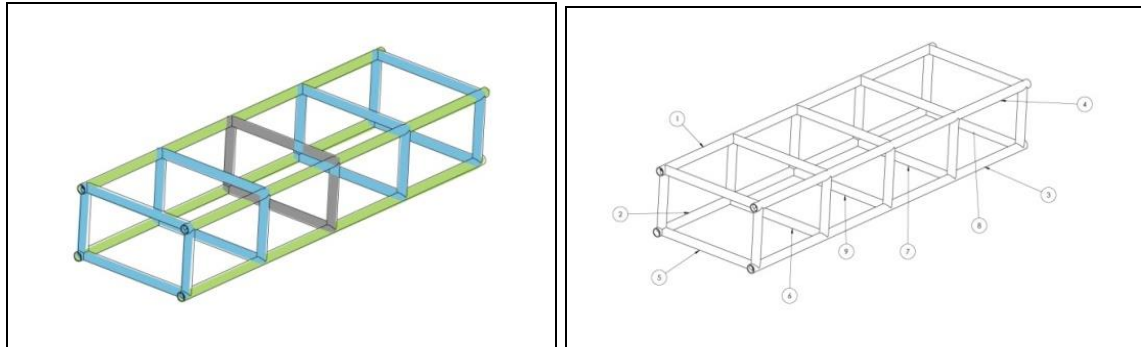


Figura 81. Efeito em cada seção do chassi devido à torção (Autor).

Tabela 36. Efeito em cada seção do chassi devido à torção (Autor).

Seção (Barra)	Tipo de Esforço (Efeito)	Cor	Expressão Analítica para Rigidez à Torção
①, ②, ③ e ④	Torção em tubo de parede fina		$Kl = \frac{G It}{l}$
⑤, ⑥, ⑦ e ⑧	Momento em pórtico		$Kt = \begin{bmatrix} a_{12} & \dots \\ \dots & a_{ij} \end{bmatrix}$
⑨	Desconsiderável (Plano de Simetria)		----

- Kl: Rigidez à torção das barras longitudinais
- Kt: Rigidez à torção das barras transversais

Para as barras longitudinais usamos a expressão de torção para tubos de parede fina de seção fechada.

$$Kl = \frac{G It}{l}$$

- G: Módulo de elasticidade transversal
- It: Momento de inércia à torção
- l: Comprimento da barra
- r: Raio médio do tubo
- t: Espessura do tubo

$$It = 2\pi r t$$

Tabela 37. Propriedades das barras longitudinais (verde).

Seção (Barra)	G (Aço SAE 1020)	I	R	t	It	KI
①, ②, ③ e ④	79 [GPa]	2,5 [m]	20,35 [mm]	2 [mm]	8,95e-5 [m ⁴]	7,339 [daNm/rad]

Para as barras transversais – conforme expresso na “Tabela 37” - usamos a formulação de pórtico plano com elementos de treliça, onde apenas nos interessam os nós A e B, e os deslocamentos rotacionais 1 e 2. Os demais graus de liberdade são desconsiderados para efeitos de análise, conforme “Figura 82”. Os parâmetros estão expressos na “Tabela 38” e “Tabela 39”.

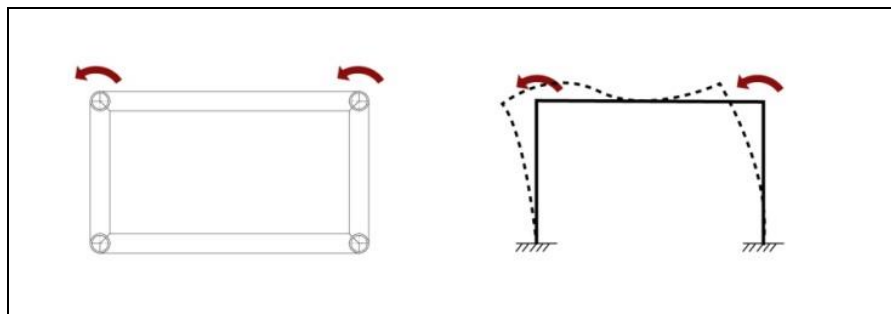


Figura 82. Modelo de pórtico para as barras transversais (Autor).

$$Kt = EI \begin{bmatrix} \frac{4}{L_1} + \frac{2}{L_2} & \frac{2}{L_3} \\ \frac{2}{L_1} & \frac{4}{L_1} + \frac{2}{L_3} \end{bmatrix}$$

Onde:

- E: Módulo de elasticidade longitudinal
- I: Momento de inércia do perfil
- L: comprimento da barra

$$I = \frac{1}{4} (\pi r_1^4) - \frac{1}{4} (\pi r_2^4)$$

Tabela 38. Parâmetros geométricos das barras transversais.

E	I	L ₁	L ₂	L ₃	r ₁	r ₂
205 Gpa	1,85e-8 m ⁴	1,5 m	0,5 m	0,5 m	20 mm	22 mm

$$Kt = 205(1.85 \cdot 10^{-8}) \begin{bmatrix} \frac{4}{1.5} + \frac{2}{0.5} & \frac{2}{0.5} \\ \frac{2}{1.5} & \frac{4}{1.5} + \frac{2}{0.5} \end{bmatrix}$$

Tirando o determinante dessa matriz, temos:

$$Kt = 39.12 \text{ Nm}$$

Aqui, a rigidez torcional total do chassi, ou seja, o Kc , é calculada superpondo os efeitos sentidos por cada barra. Como as barras longitudinais sofrem a torção juntas e simultaneamente, elas estão configuradas em paralelo. Já as barras transversais estão dispostas em série.

Associação em série resultante das barras transversais (azuis)

$$Klr = 4 * KI$$

Associação em paralelo resultante das barras longitudinais (verdes)

$$Ktr = (Kt^4) / (4 Kt)$$

Rigidez do chassi. Superposição de Ktg e Klg

$$Kc = Klr + Ktr$$

Tabela 39. Parâmetros de rigidez so sistema.

KI (daNm/rad)	Klr (daNm/rad)	Kt (daNm/rad)	Ktr (daNm/rad)	Kc (daNm/rad)
7,339	2,9356	39,1201	14,96701	16,5536

Para a carroceria, consideramos o perfil de parede fina aberto, dividido em três seções, segundo “Tabela 40”. A rigidez torcional de cada seção é calculada em separado, como se fosse uma associação de molas de rigidez Kn em série. A carroceria, segundo a “Figura 83”, é engastada no plano de simetria e o momento torçor é aplicado nas extremidades em sentidos opostos. Os resultados foram colocados na “Tabela 41” e “Tabela 42”.

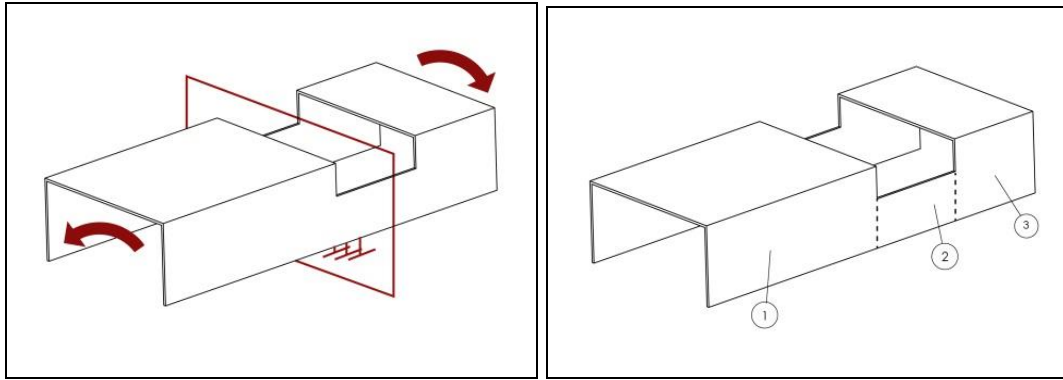


Figura 83. Modelo geométrico tridimensional da carroceria (Autor).

$$Kb = K_1 + 2K_2 + K_3$$

Tabela 40. Efeitos de rigidez à torção em cada seção da carroceria.

Seção	Tipo de Esforço (Efeito)	Expressão Analítica para Rigidez à Torção
①, ② e ③	Torção em perfil de parede fina de seção aberta	$K_n = \frac{G I_t}{l}$

$$K_n = \frac{G I_t}{l}$$

- G: Módulo de elasticidade transversal
- I_t : Momento de inércia à torção
- l: Comprimento da seção
- s: lado maior
- δ : lado menor

$$I_t = \frac{\sum s_i \delta_i^3}{3}$$

Tabela 41. Parâmetros para cálculo da rigidez de cada seção.

Seção	G (GPa)	s (m)	δ (mm)	l (m)	I_t (mm ⁴)	K (daNm/rad)
①	80	0,5; 1; 0,5	0,7	2	2,28e-7	2.912
②	80	0,3	0,7	1	3,43e-8	2.744
③	80	0,5; 1; 0,5	0,7	1	2,28e-7	3.824

Tabela 42. Parâmetros de rigidez de cada seção da carroceria.

K_1	K_2	K_3	Kb
2.912 (daNm/m)	2.744 (daNm/m)	3.824 (daNm/m)	9.0928 (daNm/m)

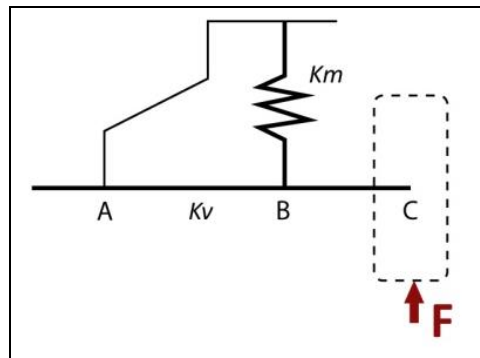


Figura 84. Modelo de suspensão plana do tipo "Duplo A", 1/4 de veículo (Autor).

Para análise do modelo de suspensão plana do tipo "Duplo A", da "Figura 84", consideramos a suspensão como uma barra, ou viga (bandeja inferior), de rigidez K_v ligada a uma mola de rigidez K_m no ponto B. A solução se dá com a decomposição desse modelo em duas partes, conforme a "Figura 85":

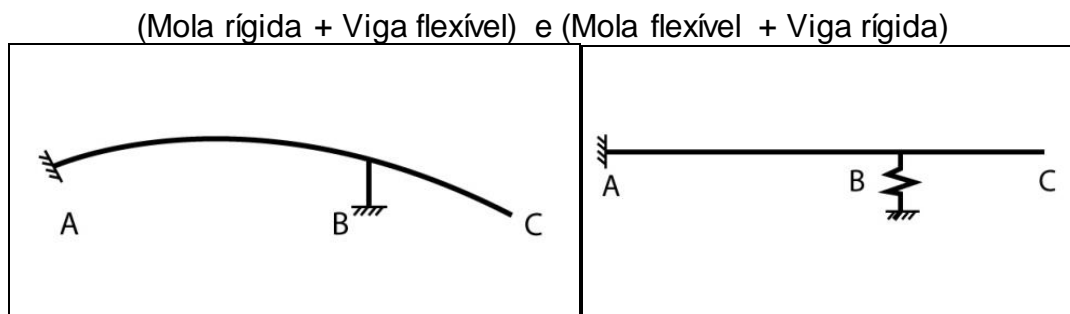


Figura 85. Decomposição do problema da suspensão (Autor).

A solução da primeira parte se dá pela equação da linha elástica para flexão de vigas apoiadas com uma extremidade em balanço

$$K_v = \frac{3EI}{l^3}$$

A solução da segunda parte se dá pela Lei de Hooke para uma mola (feitas as devidas adequações por semelhança de triângulos, Teorema de Tales). Importante frisar que o momento de inércia aqui não é mais a torção como calculado anteriormente para o chassi, mas sim a flexão.

$$K_m = \frac{F}{x}$$

Porém, assumimos um valor para o K da mola igual a 200 Nm. O valor da rigidez para um lado (simétrico) da suspensão é:

$$Ks' = Kv + Km$$

Para a suspensão (dianteira ou traseira) completa, devemos duplicar esse valor:

$$Ks = Ks'esquerda + Ks'direita = 2 Ks'$$

A bandeja possui perfil quadrado fechado de 0,7mm de espessura, ela é composta de dois braços, cujo inferior é feito de tubo de aço de dimensões especificadas na “Tabela 43”. A força “F” aplicada equivale a um quarto do peso do veículo com ocupante – motorista e passageiro (150 kg). Os parâmetros e resultados forma expressos na “Tabela 44”, “Tabela 46” e “Tabela 47”.

Tabela 43. Parâmetros de rigidez concentrado para a suspensão.

<i>E</i> (GPa)	<i>I</i> (m ⁴)	<i>I</i> (mm)	<i>F</i> (N)	<i>AB</i> (mm)	<i>BC</i> (mm)	<i>B</i> (mm)	<i>h</i> (mm)
205	7,1e-8	30	1500	20	10	50	50

$$I = \frac{1}{12}(0,05)(0,05)^3 - \frac{1}{12}(0,0482)(0,0482)^3 = 7,10 \cdot 10^{-8} m^4$$

Tabela 44. Rigidez concentrada da estrutura.

<i>Kv</i> (Nm)	<i>Km</i> (Nm)	<i>Ks'</i> (Nm)	<i>Ks</i> (Nm)
1.617	0.200	1.817	3.11059

Para a rigidez global:

$$K_{resultante1} = Kc + Kb$$

$$K_G = (K_{resultante1} \times 2 Ks) / (K_{resultante1} + 2 Ks)$$

Tabela 45. Rigidez global da estrutura.

<i>Kc</i>	<i>Kb</i>	<i>Ks</i>	<i>K_{resultante1}</i>	<i>K_G</i> (daNm/rad)
16,553	9,0928	3,1105	27,3499	22,0488

Procedemos então à comparação dos resultados numéricos com os resultados analíticos, conforme “Tabela 46”. Na primeira parte do trabalho, a estrutura de modelo CAD utilizada era mais complexa. Ela foi simplificada para facilitar os cálculos analíticos do trabalho dois, e neste, para melhor comparação dos resultados. Porém, para efeitos de registro, a seguir são apresentados os resultados anteriores para o modelo tridimensional original. Observe-se que os valores de rigidez da estrutura original divergem mais do resultado analítico, do que o modelo simplificado, justamente devido a maior semelhança geométrica do CAD modificado para com o modelo analítico.

Tabela 46. Comparação dos resultados.

Parâmetro de Rigidez (daNm/rad)	Numérico Original	Numérico Simplificado	Analítico Simplificado
K_b	35.694	29.566	16.553
K_c	18.629	13.839	9.0928
K_s	2,31583 / 5.6126	6.418	3.11059
K_G	49.525	38.733	22.0488

10.4 ANÁLISE DE FREQUÊNCIAS

10.4.1 Considerações Iniciais e Objetivos

A presente etapa deste trabalho apresenta a análise de frequências de uma estrutura veicular composta pelo conjunto: chassi *spaceframe*, carroceria e suspensões (dianteira e traseira). Essa estrutura é estudada em conjunto, sobre a forma de modelos tridimensionais em CAD. A ferramenta utilizada para tal é o software de CAE CATIA V5 (*Dassault Systemes*) sob o ambiente *Generative Structural Analysis*, para realização de simulações computacionais no Método de Elementos Finitos.

A análise de frequências corresponde a solução do problema de autovetores e autovalores das equações de movimento descritivas da estrutura. Esses valores representam os parâmetros modais – modos de vibração e frequências naturais – que demonstram o comportamento dinâmico da estrutura. Portanto, são objetivos deste trabalho:

- Obtenção numérica da frequência correspondente a 10 modos de vibração da estrutura estudada em modelo computacional
 - Identificar regiões críticas de ressonância de acordo com valores de frequência reais de um motor escolhido.
-

Ora, o problema citado acima recai sobre a seguinte equação de movimento, advindo do diagrama de corpo livre para um corpo sólido rígido, na qual não há excitação externa, isto é, o termo $F(t)$ que estaria no lado direito da expressão é nulo.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = 0$$

Onde:

- M: Massa
- C: Amortecimento
- K: Constante elástica, ou rigidez
- x: Posição do corpo (e velocidade, e aceleração, as respectivas derivadas)

Na mesma expressão em forma matricial, cada elemento representa um grau de liberdade - ou nó no caso de uma malha. A solução nos traz ao problema de autovalores e autovetores abaixo:

$$(K + i\omega C - \omega^2 M)\bar{x} = 0$$

Onde:

- i: constante imaginária
- ω : frequências naturais (autovalores)
- \bar{x} : modos de vibração (autovetores)

Ao “rodar” essa análise no software de elementos finitos, ele resolve essa expressão numericamente para cada grau de liberdade da malha da estrutura - com respectivos nós associados – fornecendo os modos da estrutura vibrar e as frequências que naturalmente a estrutura vibra, e que caso haja uma excitação no mesmo valor de frequência – ou próximo – ela pode entrar em ressonância e colapsar.

10.4.2 Definição do Problema

Deseja-se obter as frequências naturais para os dez primeiros modos de vibração de a estrutura veicular em estudo. A frequência natural de um elemento sólido, de forma geral, pode ser expressa por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad n = 1, 2, 3 \dots$$

Onde “ n ” corresponde ao modo de vibração, “ k ” a rigidez e “ m ” a massa do corpo. Importante distinguir a análise de frequências livre da análise de frequências convencional. Na primeira, o corpo rígido submetido a vibração está livre no espaço, isto é, sem restrição de deslocamento alguma (vibração livre). Neste estudo, segundo “Tabela 47”, analisamos apenas o segundo caso, onde a estrutura é restringida por engaste. Além disso, é interessante destacar o fato das chapas metálicas que compõem a estrutura, como tubos do chassi, por exemplo, e lataria da carroceria, terem uma espessura bem definida de 2 milímetros, caracterizando perfis de parede fina, fundamental às análises de resistência dos materiais.

Tabela 47. Resumo do escopo do trabalho.

Estudo	Análise de Frequências
Finalidade	Obter Frequências Naturais e Modos de Vibração
Objeto	1: Chassi (<i>Spaceframe</i>) 2: Carroceria 3: Suspensão Dianteira (Duplo A) 4: Suspensão Traseira (Eixo Rígido)
Metodologia	Análise Numérica por Elementos Finitos (MEF)
Ferramenta Computacional	<i>Dassault CATIA V5</i>
Ambiente	<i>Generative Structural Analysis</i>
Modo	<i>Frequency Analysis</i>
Restrição	Engaste (<i>Clamp</i>)
Carregamento	---
Tipo de Elemento	Sólido: Tetaédrico Parabólico

10.4.3 Análise de Frequências

Aqui buscamos obter dez valores de frequências naturais e os modos de vibração correspondentes do conjunto chassi, carroceria e suspensões. Para tal, no software de CAE simulamos a seguinte estrutura de modelo tridimensional CAD – ilustrado na “Figura 86” -, importando-a para o ambiente *Generative Structural Analysis* no modo de análise de frequências (*Frequency Analysis*).

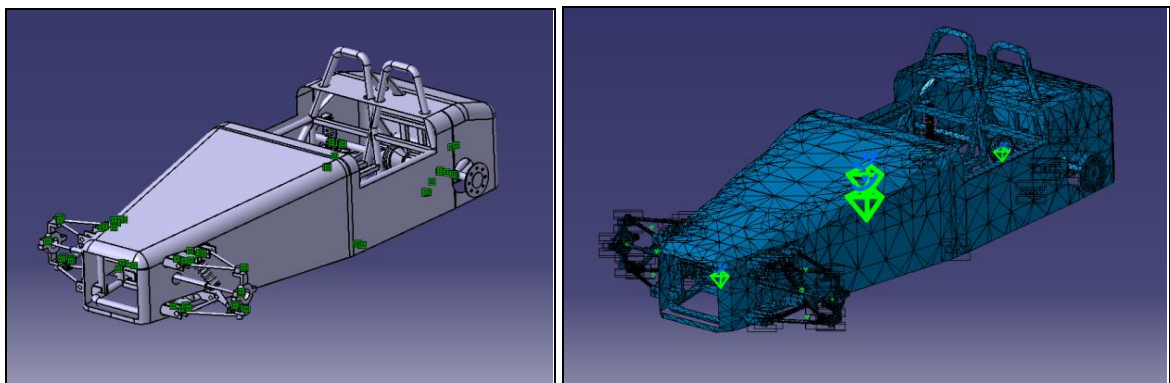


Figura 86. Malha de elementos finitos da estrutura veicular integrada.

Como dito na seção anterior, não é necessário aplicar forças externas à estrutura, portanto não há carregamento nesta análise. Importado o modelo, geramos a malha (*mesh*) de elementos finitos refinando o tamanho global sempre que possível para melhorar a precisão dos resultados sem comprometer o esforço computacional, com a ferramenta “*New Adaptivity Entity*”. “Rodamos” a simulação com o comando “*Compute*” e visualizamos o resultado ao clicar em “*Frequency Case Solution / Report*”. Um relatório é gerado contendo uma tabela com as dez frequências de vibração de a estrutura veicular, conforme “Tabela 48”.

Tabela 48. Frequências naturais para dez modos de vibrações da estrutura.

Modo de Vibração	Frequência (Hz)
1	0,002136
2	2,282
3	10,888
4	29,376

5	31,330
6	48,725
7	50,049
8	51,744
9	53,902
10	55,833

As faixas de frequências próximas dos valores encontrados são regiões críticas de operação porque caso a estrutura seja submetida a vibrações nesses valores, ela tem sua integridade severamente comprometida, devido ao fenômeno da ressonância. Essa região, no gráfico da função resposta em frequência (FRF), é assinalada nos picos nos quais a amplitude de vibração tende ao infinito para um determinado valor “ ω ” no domínio da frequência. Para nossa estrutura em estudo, temos os dez picos de ressonância assinalados na “Tabela 48”.

Partindo para análise de frequência – “frequency case” – é possível visualizar a lista com as dez frequências clicando em “sensors” e “frequency list”. É possível aumentar o número de frequências aumentando o número de modos de vibração na configuração da simulação.

10.4.4 Comparação com a Vibração de um Conjunto de Trem-de-Força

Como dito anteriormente, devemos evitar que a estrutura em estudo opere em faixas de frequência próximas das frequências naturais. E como já identificamos essas faixas crítica de operação da estrutura na seção anterior, aqui, buscamos conhecer se algum componente do veículo é capaz de fornecer vibrações em frequências próximas a essas.

Tabela 49. Dados do motor escolhido para estudo das frequências.

Motor Escolhido	
Tipo	À Combustão Interna (<i>IC Engine</i>)
Modelo	Não informado
Fonte dos Dados	
Tipo de Documento	Artigo de pesquisa sobre o estudo de vibrações em motor de combustão interna (<i>Research Paper</i>)

Nome do Documento	<i>Vibration Signature Analysis of IC Engine</i>
Autor	Somashekar V. (ACS College of Engineering, India)
Publicado em	International Journal of Innovative Research and Development (ISSN 2278 – 0211)
Disponível em	www.ijird.com
Assinatura de Vibração (Modo de Vibração)	Frequência (Hz)
1	0
2	25
3	97,5
4	295
5	555
6	677,5
7	727,5
8	850
9	897,5
10	970

Um componente típico nos veículos cuja vibração é influente na estrutura é o conjunto do trem –de-força – ou *powertrain* -, composto por motor e transmissão basicamente. Portanto, caso o motor do carro chegue a operar nas frequências encontradas na “Tabela 49”, a estrutura do veículo tem sua integridade comprometida, devendo passar, possivelmente, por re-projeto. Aqui, então, buscamos identificar as frequências de operação de um determinado motor, e comparar esses valores com os encontrados, identificando possíveis regiões em comum, por meio do gráfico chamado *modal chart*, conforme “Figura 87”.

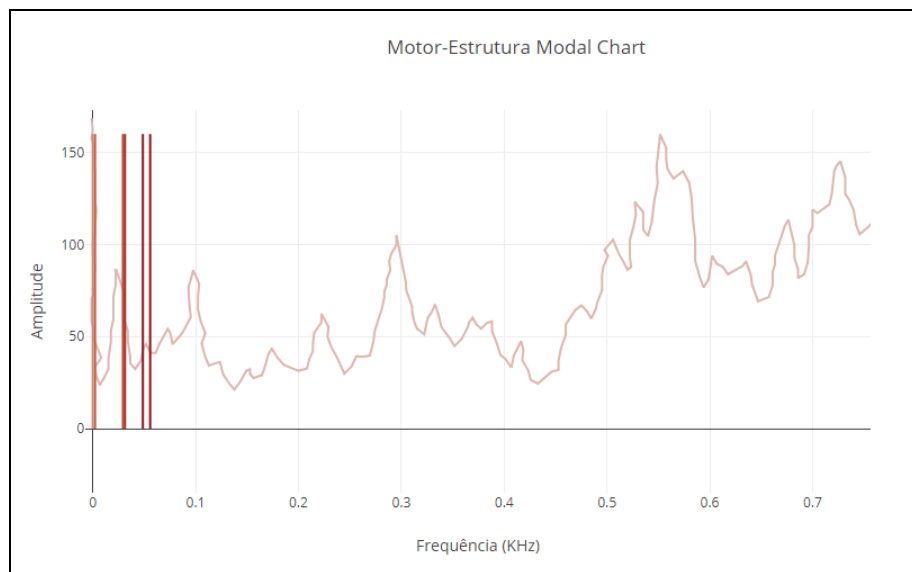


Figura 87. Gráfico de comparação das frequências naturais de vibração da estrutura e motor.

10.4.5 Discussão dos Resultados

O melhor cenário será caso os picos de amplitude no domínio da frequência - de motor e da estrutura - não coincidam no gráfico. Desse modo, desejamos que o motor utilizado na estrutura veicular nunca atinja os mesmos picos de ressonância de chassi e carroceria. Pelo gráfico na “Figura 87” pode-se notar que o motor não vibra naturalmente nas mesmas frequências que a estrutura. Assim, a estrutura veicular proposta é adequado para o modelo do motor em análise, pois ele não estimula as frequências de colapso do conjunto chassi-carroceria.

Os valores de frequências naturais de vibração encontrados via simulação numérica são importantes não apenas para verificar a condição de ressonância na estrutura do chassi, mas primordialmente, para averiguar se esses valores estão próximos dos que causam desconforto ao ser humano. O corpo humano, naturalmente, possui uma faixa de valores nos quais se atingido uma taxa de vibração, é sentido determinados danos, que variam em níveis, indo desde um desconforto até danos físicos mais graves. Esses valores de frequências foram obtidos do estudo de Meister (1971), e estão expressos na “Figura 88”. Dessa forma, é possível concluir que os valores encontrados para a vibração do chassi não chegam a ser prejudiciais para a saúde dos ocupantes em níveis extremos de desconforto.

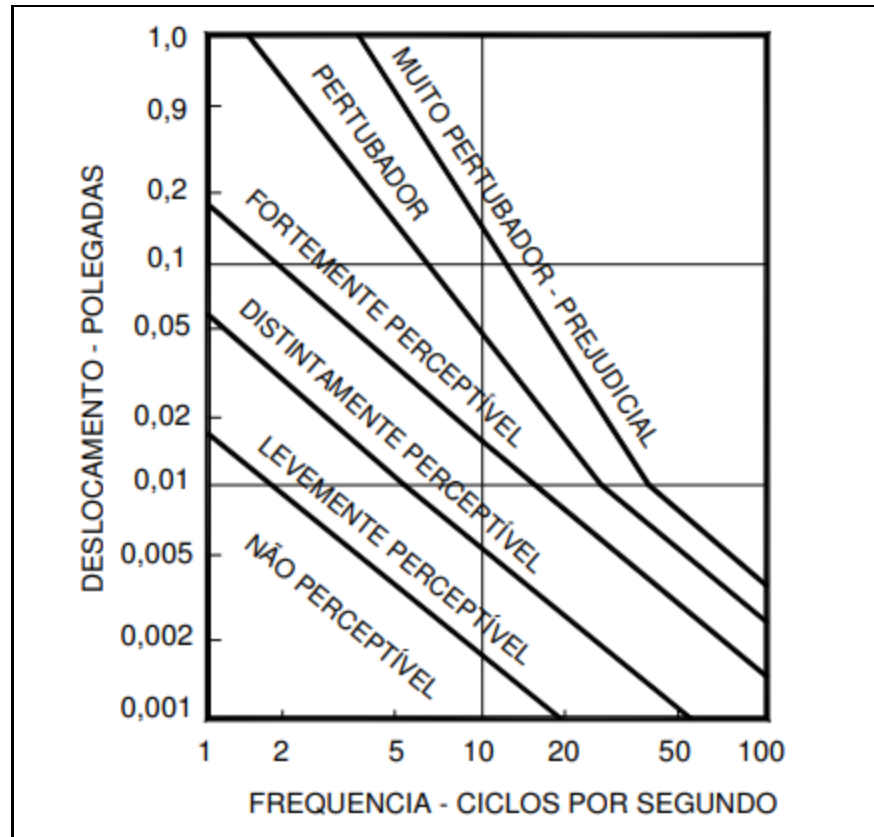


Figura 88. Faixa de frequências que causam desconforto ao ser humano. Fonte: Meister (1971).

10.5 ANÁLISE DA RESPOSTA HARMÔNICA E TRANSIENTE DE VIBRAÇÃO

10.5.1 Considerações Iniciais e Objetivos

Antes de iniciar a análise de frequências, foi realizada uma análise do caso estático no ambiente de simulação, para a mesma estrutura, pois a análise frequências inicialmente utiliza alguns parâmetros da solução do caso estático como dados de entrada. Nessa simulação “static case”, foram usadas as restrições “clamp” na barra central do chassi, e “user-defined restraint” nas demais partes de suspensão e carroceria, permitindo rotações em torno do “eixo x” e translações no “eixo y” e “eixo z”. O carregamento do tipo força distribuída foi aplicado nas quatro extremidades dos eixos dianteiro e traseiro, conforme o teste de torção por prática de costume. Os três resultados da análise – tensões de Von Mises, deformação e deslocamento – foram armazenados para servirem de “input” para a “frequency case”.

Esta etapa apresenta a análise de resposta em frequências e a receptância de uma estrutura veicular composta pelo conjunto: chassi spaceframe, carroceria e

suspensões (dianteira e traseira). Essa estrutura é estudada em conjunto, sobre a forma de modelos tridimensionais em CAD. A ferramenta utilizada para tal é o software de CAE CATIA V5 (Dassault Systemes) sob o ambiente “Generative Structural Analysis”, para realização de simulações computacionais no Método de Elementos Finitos.

A análise da função resposta em frequência (FRF) corresponde, neste trabalho, à obtenção da amplitude do sinal de vibração não-livre e amortecida, no domínio da frequência, para o regime estável (ou permanente) em um dado ponto da estrutura em estudo. A receptância do conjunto – ou sinal de saída - é observada como essa resposta da estrutura a uma dada excitação – ou sinal de entrada. Em laboratório, ela é realizada instrumentalmente com sensores que captam o sinal de vibração em um ponto da estrutura a partir de uma excitação gerada por uma carga controlada em outro ponto da mesma. Em termos práticos, significa como a estrutura transmite esse sinal ao longo de sua geometria, e o quanto dele “se perde”. Aqui, esse teste é simulado em computador com a inserção de carregamentos ao modelo CAD e a extração numérica do gráfico de resposta, tanto no domínio do tempo quanto no da frequência, conforme “Figura 89” e “Figura 90”. Essa análise é feita, para o regime transiente, a partir de um sinal de entrada que simule um perfil de pista, como uma lombada ou obstáculo por exemplo.

No nosso caso, o ponto de interesse citado são na verdade dois: um na localização do banco do motorista, e outro no cubo de uma das rodas. No modelo computacional eles representam nós da malha de elementos finitos. Busca-se, portanto:

- Caracterizar a receptância da estrutura completa em dois pontos de interesse, por meio da obtenção da resposta harmônica de vibração para dez modos de vibração no domínio da frequência.
 - Caracterizar a receptância da estrutura completa em dois pontos de interesse, por meio da obtenção da resposta transiente de vibração a um carregamento externo – que represente um perfil de pista - no domínio do tempo e da frequência.
-

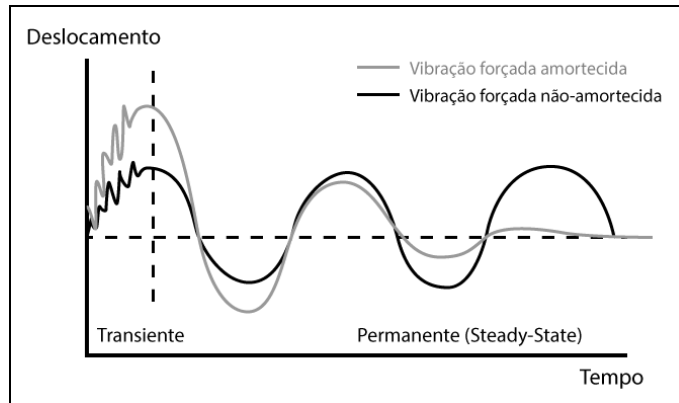


Figura 89. Regime transiente x permanente em vibrações (Autor).

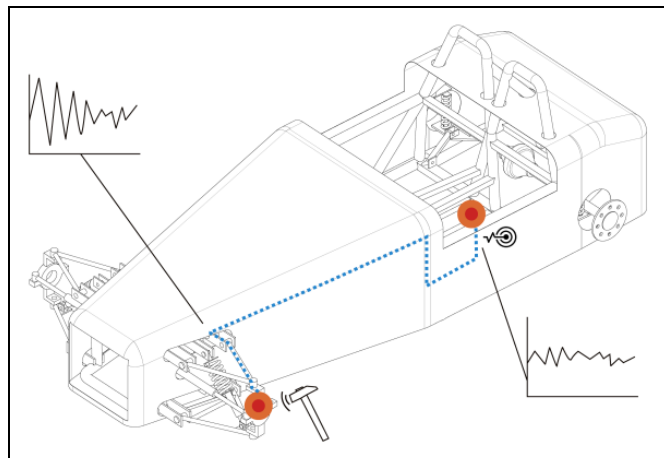


Figura 90. Modelo possível de resposta de receptância da estrutura em estudo (Autor).

10.5.2 Definição do Problema

Diferentemente do problema do trabalho anterior, no qual a vibração era do tipo livre, aqui a vibração é forçada por uma excitação externa “F” na forma de carregamento transiente, que simula um obstáculo em pista. Essa excitação pode ser modulada tanto no tempo “F(t)”, quanto na frequência “F(w)”, conforme “Figura 91”. Utilizamos neste estudo a entrada do tipo “Degrau Unitário”:

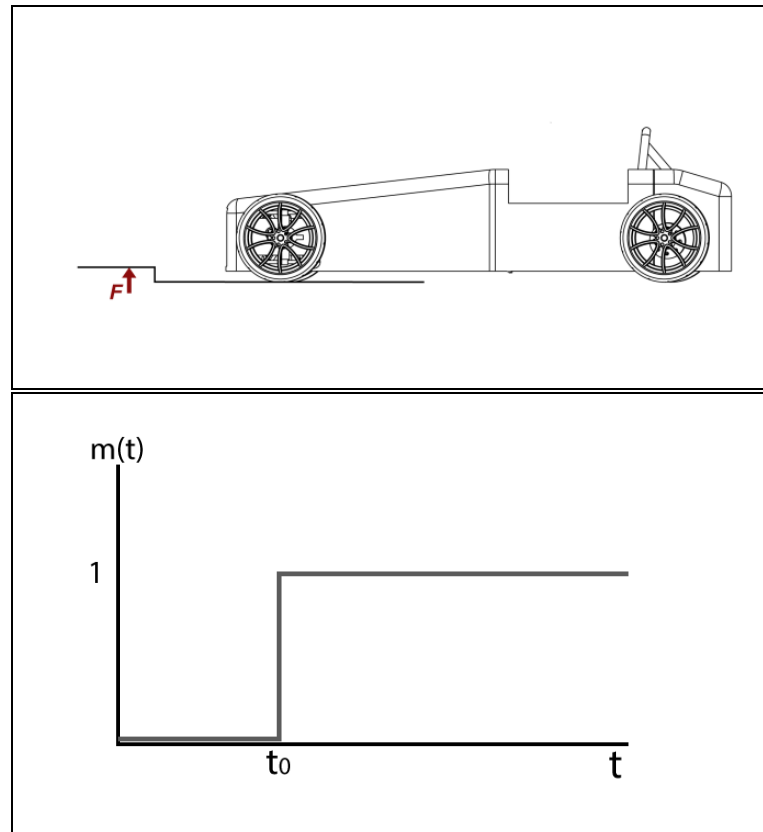


Figura 91. Modelo de perfil de pista para modulação (Autor).

$$F(t) = F_0 \cdot m(t)$$

$$F(w) = F_0 \cdot m(jw)$$

Onde o amortecimento normal é dado por:

$$C = 2\sqrt{mk}$$

- Realizar a análise de caso harmônico e extrair as curvas de resposta em frequência
- Identificar um caminho de transferência de vibrações ao longo da estrutura
- Simular a estrutura com carregamentos dinâmicos transientes

Desse modo, buscamos analisar a estrutura nos dois pontos citados, que correspondem aos nós e da malha de elementos finitos. O. A análise é computada para dez modos de vibração de 0 a 56 Hz, de acordo com a “Tabela 50”.

Tabela 50. Resumo do escopo da seção.

Estudo	Análise Transiente de FRF (Função Resposta em Frequência)
Finalidade	Obter gráfico de FRF da estrutura e assim caracterizar a receptância do conjunto
Objeto de Estudo (Modelo)	1: Chassi (<i>Spaceframe</i>) 2: Carroceria 3: Suspensão Dianteira (Duplo A) 4: Suspensão Traseira (Eixo Rígido)
Metodologia	Análise Numérica por Elementos Finitos (MEF)
Ferramenta Computacional	Dassault CATIA V5
Ambiente	<i>Generative Structural Analysis</i>
Modo	<i>Harmonic Dynamic Response Case</i> <i>Transient Dynamic Response Case</i>
Restrição	Engaste (<i>Clamp</i>)
Carregamento	Carga distribuída
Tipo de Elemento	Sólido: Tetaédrico Parabólico
Nós da Malha em Estudo	Ponto 1: 23545 (Banco do motorista) Ponto 2: 5498 (Cubo da roda esquerda dianteira)
Range	0 a 56 hz (10modos)

10.5.3 Resposta Harmônica

No caso harmônico – *Harmonic Dynamic Response Case* – o domínio de estudo é o da frequência em *Hertz* (Hz), e o contradomínio é a amplitude de deslocamento vertical – “eixo z” – medida em *Decibéis* (dB) de RMS (valor médio de picos). Para melhor visualização ela é mostrada em escala logarítmica no gráfico. A computação dessa análise utiliza as mesmas condições de contorno definidas para as análises anteriores: caso de frequências e caso estático. Assim, definidos os mesmos carregamentos de carga distribuída nas rodas nos trabalhos anteriores, e adicionando-se o amortecimento, a excitação externa e sua modulação correspondente, melhor detalhadas no “Anexo XII”, pode-se proceder a computação

numérica do resultado. Para essas condições, obtêm-se como resultado os seguintes gráficos da “Figura 92”.

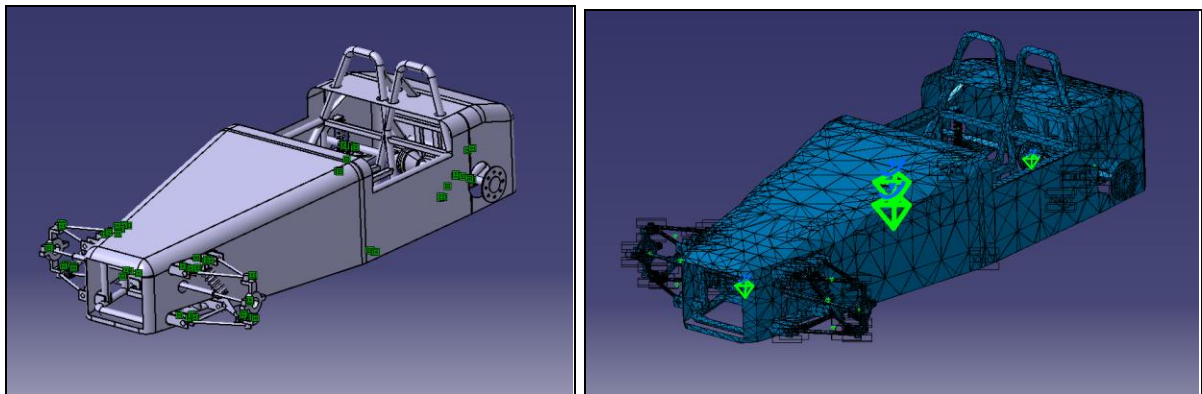
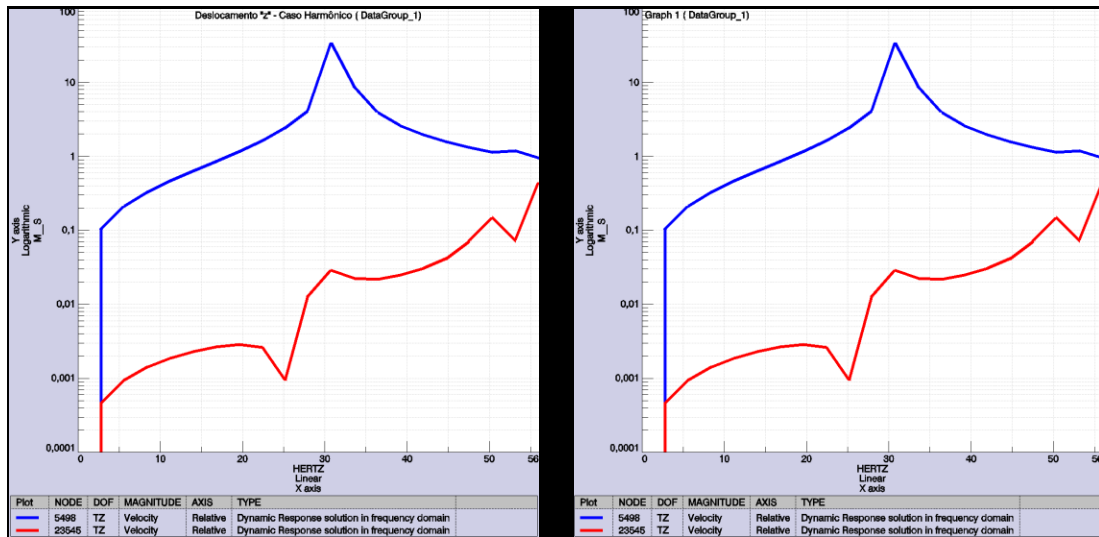
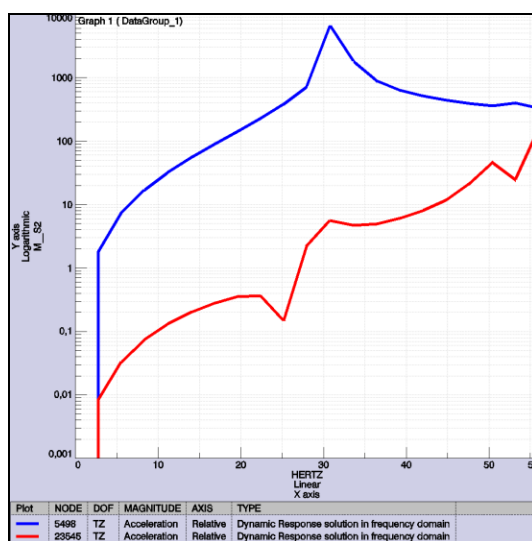


Figura 92. Malha de elementos finitos da estrutura veicular integrada.



(a)

(b)



(c)

Figura 93. Resposta Harmônica para (a) Deslocamento, (b) Velocidade e (c) Aceleração em “z” no domínio da frequência para cada um dos pontos, com modulação “ruído-branco”.

Tabela 51. Resumo das condições da análise harmônica.

Pontos	- Banco do motorista (vermelho) - Cubo da roda esquerda dianteira (azul)
Contradomínio (log)	- Deslocamento (dB RMS) - Aceleração (m/s) - Velocidade (m/s ²)
Domínio	Frequência (Hz)
Range	0 a 56 Hz (10 Modos de vibração)
Regime	Harmônico
Restrição	Carregamento. Fator = 1 e Fase = 0
Modulação	Ruído-Branco (<i>White Noise</i>)
Carregamento	Distribuído (caso estático)
Amortecimento	Normal

Para os dez modos de vibração, da “Tabela 51”, conforme feito na seção anterior, o range de análise deve ir de 0Hz a 56Hz. Temos então excitação e amortecimento aplicados à estrutura. A malha é então gerada e podemos obter os seguintes resultados pra cada ocorrência (modo de vibração):

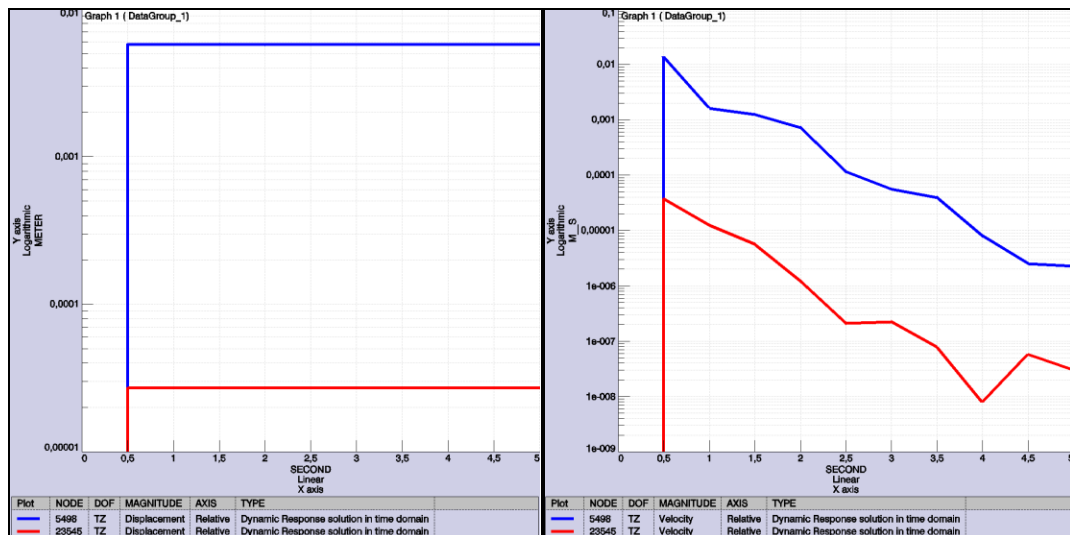
- Relatório da geral da computação (simulação)
- Imagem visual de resultados para: deslocamento, deformação e tensões de Von Mises.
- “Plot 2D” do gráfico de resposta em frequência.

Foi possível observar picos de amplitude, tanto para deslocamento, quanto para aceleração e velocidade nas frequências próximas a 26 Hz para o banco do motorista e 33 Hz para o cubo da roda.

10.5.4 Resposta Transiente

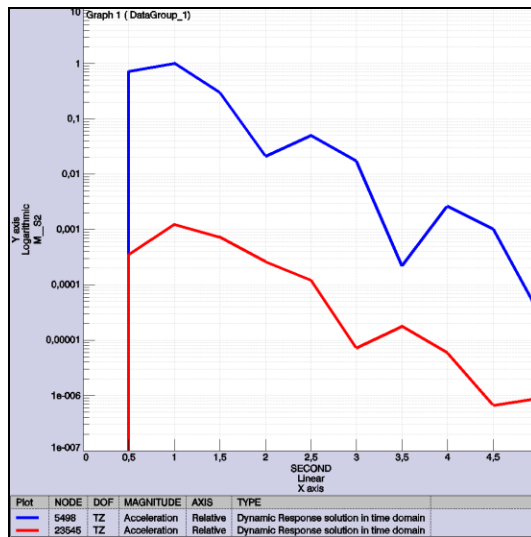
Para o regime transiente utilizamos a análise harmônica como ponto de partida. Adicionamos as modulações de tempo e frequência conforme a tabela no “Anexo XIII” de modo a simular uma função degrau unitário. As respostas foram extraídas em formas de gráficos.

Para modulação de tempo “ $m(t)$ ”, temos: deslocamento, velocidade e aceleração. Azul é o banco e vermelho o cubo da roda. É possível observar um salto no instante “ t_0 ” de 0,5 segundos que é onde começa o degrau da modulação, e se mantém constante para o deslocamento, no cubo da roda, e é quase nulo para o banco do motorista. Para a velocidade esse salto se atenua depois de um tempo até chegar a zero. O mesmo ocorre para o banco só que de forma bem mais atenuada



(a)

(b)



(c)

Figura 94. Gráficos de resposta transiente para (a) Deslocamento, (b) Velocidade e (c) Aceleração em “z” no domínio do tempo para cada um dos pontos, com modulação de tempo.

Já para a modulação de frequência “ $m(j\omega)$ ”, temos: deslocamento, velocidade e aceleração. Azul é o banco e vermelho o cubo da roda. É possível observar na Figura 94” e “Figura 95”, picos na frequência 33Hz, que é perto de onde ocorre o salto da modulação, e o mesmo se atenua para velocidade deslocamento e

aceleração no cubo da roda. O mesmo ocorre para o banco, só é quase imperceptível, uma vez que a intensidade é bem menor que para a roda. Depois de uma dada frequência (56Hz), as curvas de banco e roda convergem para o mesmo valor de amplitude.

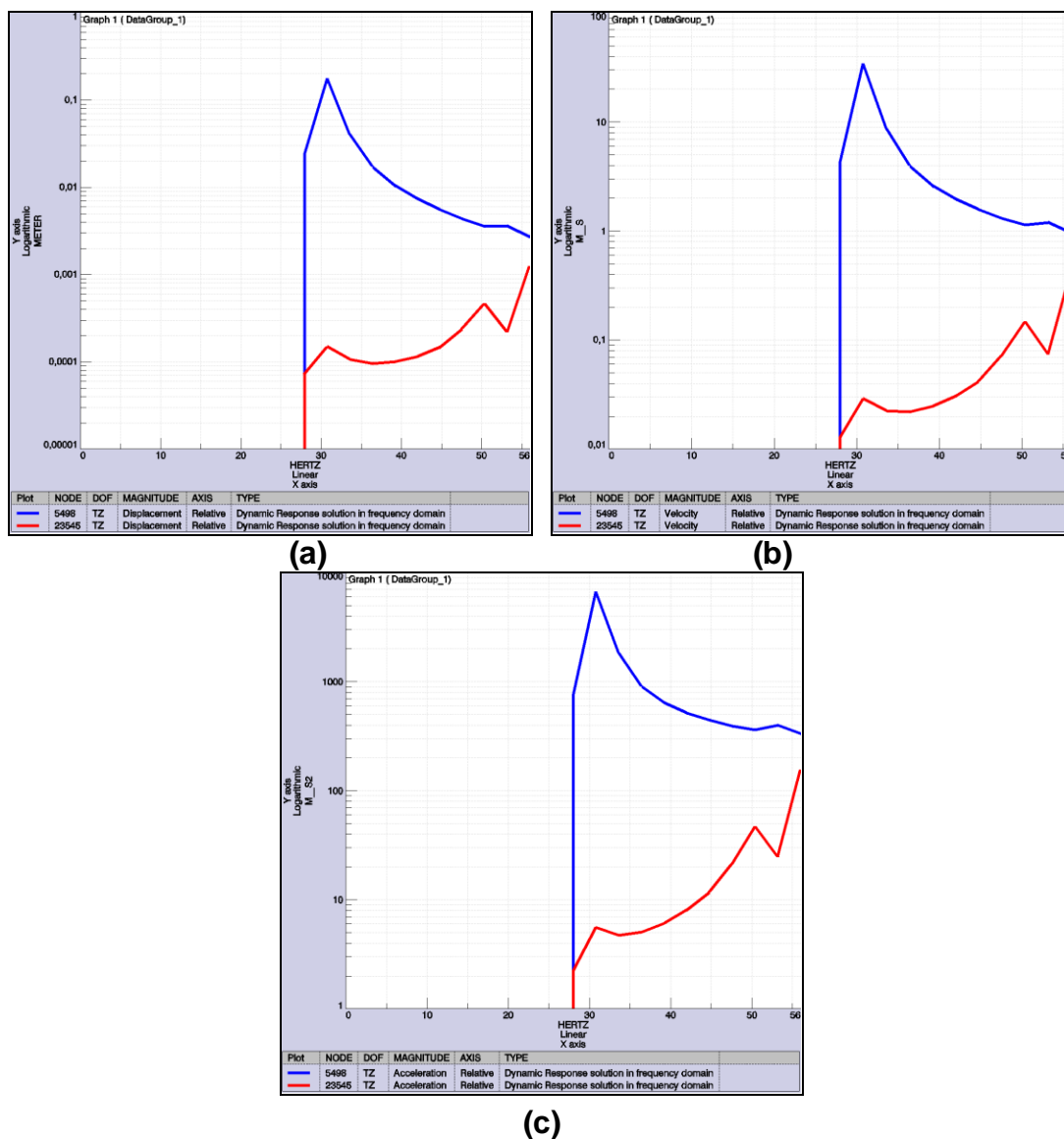


Figura 95. Gráficos de resposta transiente para (a) Deslocamento, (b) Velocidade e (c) Aceleração em “z” no domínio da frequência para cada um dos pontos, com modulação de frequência.

Tabela 52. Resumo das condições da análise transiente.

Pontos	- Banco do motorista (vermelho)
	- Cubo da roda esquerda dianteira (azul)
Contradomínio (log)	- Deslocamento (dB RMS)
	- Aceleração (m/s)
	- Velocidade (m/s ²)

Domínio	Frequência (Hz) e Tempo (s)
Range	0 a 56 Hz (10 Modos de vibração) e 0 a 10 segundos
Regime	Transiente
Restrição	Carregamento.
Modulação	Tempo e Frequência (Degrau Unitário)
Carregamento	Distribuído (caso estático)
Amortecimento	Normal

10.5.5 Discussão dos Resultados

Foi possível observar que o veículo apresenta bom desempenho em termos de resposta de vibração ao obstáculo de pista do tipo degrau, uma vez que a estrutura atenua bem o desconforto sentido pelo motorista durante o regime mais crítico e caótico – regime transiente.

11 PREPARAÇÃO PARA CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO DO CHASSI

Apesar de o veículo completo não poder ser construído neste trabalho, devido a limitações técnicas e financeiras, nesta parte do trabalho, é descrito o processo necessário para construir parte do modelo real do chassi proposto, como sugestão de trabalho futuro. Assim, será possível verificar parte da ergonomia do *package* já com um usuário real, ao adentrar a estrutura tubular com bancos montados. Esse primeiro chassi será fabricado como protótipo para validação da solução idealizada. Assim, futuros aprimoramentos – tanto de projeto estrutural quanto de seleção de materiais – são considerados. A fabricação do mesmo recomenda-se ser realizada em local apropriado, como oficina mecânica automotiva ou galpão adaptado, com uso de equipamentos específicos, porém não tão sofisticados. Isso pode facilitar a confecção e permitir sua produção quase que artesanal. Serão usados basicamente três equipamentos: dobradora de tubos de aço, máquina de corte e solda. São usados também acessórios para facilitar o posicionamento e gabaritação dos tubos, como goniômetros e réguas de nível. É utilizado basicamente como matéria-prima tubos de aço SAE 1020 nas seções circulares e retangulares indicadas nos desenhos de fabricação em Anexo. Os detalhes seguem em cada seção a seguir.

11.1 GERAÇÃO DOS ARQUIVOS DE FABRICAÇÃO

O primeiro passo na construção do chassi tubular é confeccionar os desenhos técnicos com as vistas de cada tubo para servirem de guia na fabricação. As vistas devem conter em cada plano a linha de centro dos tubos de modo a indiciar as posições de corte e dobra dos mesmos. Deve ser considerado principalmente o raio da polia da dobradora, que no caso era de 82 milímetros de diâmetro. Dessa forma, os desenhos não podem ter raios inferiores a esse valor, de acordo com a “Figura 96”.

As demais barras, consideradas secundárias, são adicionadas conforme a estrutura principal é construída, aferindo-se as dimensões diretamente na mesma, sempre tendo o desenho como referência de projeto.

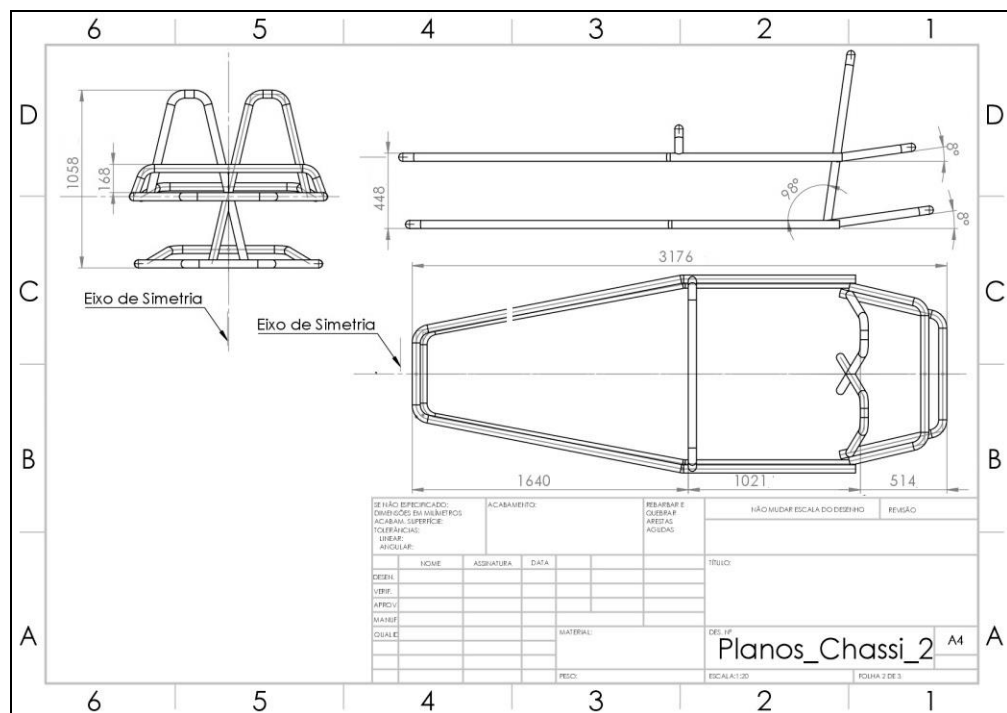
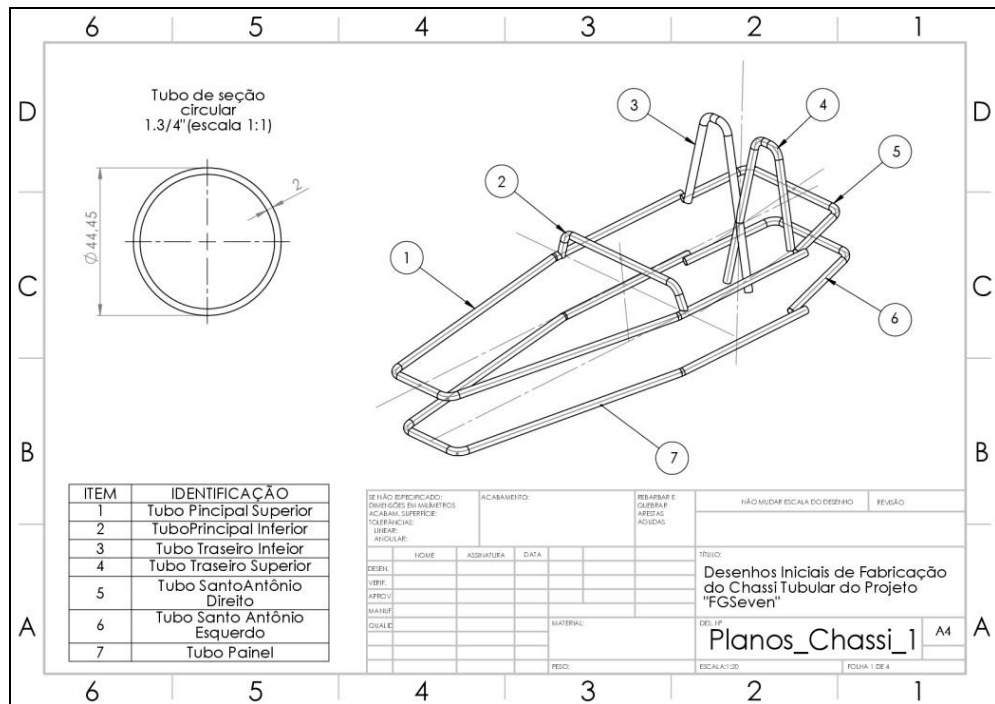


Figura 96. Planos de corte e dobra dos tubos do chassi.

Dessa forma, o pedido de compras dos tubos de aço está expresso na “Tabela 53”, somando-se os comprimentos de cada desenho, considerando que o fornecedor pode ter o limite máximo de 6 metros de comprimento do tubo. A aproximação é feita considerando os efeitos de dilatação e contração devido à dobra do mesmo, e considerando um erro de 20% para absorver o fato de o aço utilizado

ter o comprimento longitudinal decrescido em virtude da conformação e alongamento transversais.

Tabela 53. Quantidade de material para estrutura principal.

# Item	Tipo do Item	Quantidade	Comprimento (m)
1	Tubo Redondo de Aço	2	6
2	Tubo Redondo de Aço	2	4
3	Tubo Redondo de Aço	1	1,5
TOTAL (com acréscimo de 20%)			30

11.2 CORTE E DOBRA DE TUBOS DE AÇO

Os tubos uma vez comprados e cortados com o fornecedor – de acordo com os desenhos técnicos apresentados anteriormente-, mas caso seja necessário algum ajuste, o local deve contar com serras circulares para o corte. O processo de dobra de tubos de aço é uma conformação mecânica a frio. Os tubos são presos nas pinças onde ficam engastados e a extremidade livre é dobrada no ângulo desejado. Trata-se de um processo eminentemente manual. O equipamento necessário está ilustrado na “Figura 97”.



Figura 97. Polia para sobra de tubos de metal com seção circular.

11.3 SOLDAGEM DE TUBOS DE AÇO

O processo de soldagem pode parecer simples em um primeiro contato, porém se revela uma ciência complexa, e fundamental na indústria metalomecânica.

Os processos atuais de fabricação não seriam viáveis sem a mesma. Trata-se de um processo de união permanente de peças, que utiliza a fusão para aglomerar o material de duas extremidades anteriormente separadas. Existem diversos processos de soldagem que utilizam diferentes princípios, porém todos buscam a manutenção uniforme das propriedades do material ao longo da região de união, ou região de solda. Além disso, existem diversas técnicas para soldagem de peças, cada uma aplicada em determinado contexto de uso. Conforme Esab (2005), o termo solda se refere à porção de material fundido e resfriado que une as duas peças, já o termo soldagem diz respeito ao método de fabricação – ao ato de “realizar” soldas. Praticamente todos os tipos envolvem o uso de calor para realizar a fusão – como é o caso dos processos por chama e do processo por arco elétrico. Este último é o nosso caso. Para a soldagem dos tubos que compõem o chassi, foi utilizado um equipamento de solda MIG/MAG que permite obter bons cordões de solda para fabricação em diversos materiais. Outros processos de solda por arco elétrico incluem o eletrodo revestido e a solda TIG. Existem ainda os métodos não convencionais, como a soldagem por ultrassom muito utilizada em peças plásticas.

Processos MIG/MAG utilizam gases de proteção, sendo que o que os diferencia é que, um é inerte, e o outro é ativo. Para nosso processo utilizou-se a configuração MIG, com gás argônio. O que, na prática, é mais determinante na escolha de um processo é o material que se está trabalhando e a finalidade da soldagem. Por exemplo, para pequenos reparos com ligas não ferrosas recomenda-se o eletrodo revestido, dado sua versatilidade e simplicidade. Já para fabricações que exigem maior rigor de qualidade, a MIG/MAG é mais recomendada. Para soldar metais mais nobres, recomenda-se o uso da solda TIG. O gás protege a região de solda contra agentes externos do ambiente que podem trazer impurezas danificando o cordão. A MIG é um processo muito bom por permitir uma distância fixa do operador com a peça, uma vez que o material de adição corre por um fio no interior da pistola de arco elétrico. O material de preenchimento deve ser o mesmo das peças para garantir a continuidade das propriedades mecânicas das duas extremidades.



Figura 98. Zona afetada termicamente em soldas. Fonte: Esab.com

A maior preocupação deste processo é a zona afetada termicamente, ou “ZAT”, ilustrada na “Figura 98”. Ela é a região ao redor do cordão de união na qual a peça tem suas propriedades reduzidas devido à mudança nas configurações da estrutura de grãos que formam o metal, por efeito da temperatura. Quanto maior a energia envolvida no processo, maior é a “ZAT”, e maior o prejuízo para a solda. Uma estrutura de alta confiabilidade deve apresentar a menor “ZAT” possível, e para isso, quanto menos tempo o arco estiver em contato com o metal melhor a qualidade final da solda.

Tabela 54. Sugestão do tipo de soldagem.

Soldagem por Arco Elétrico de Tubos de Aço	
Tipo de Soldagem	<i>MIG (Metal de Gás Inerte)</i>
Gás de Proteção	<i>Argônio (Ag)</i>
Material de Preenchimento	<i>Arame de Aço Carbono</i>
Técnica Utilizada	<i>Ponteamento + Cordão de Solda</i>

Quanto às etapas do processo em si, o condutor terra é ligado à estrutura para permitir a condução de corrente que gera o arco elétrico. Os tubos já cortados e dobrados são colocados em um gabarito para guiar a posição de montagem. Eles são fixos temporariamente com presilhas, e pontos de solda são aplicados em algumas regiões de encontro dos tubos que se deseja unir. Esses pontos – que quando muitos são chamados de costura – servem para garantir que as “bocas” de encontro dos tubos não se movam ao aplicar o cordão contínuo. Assim, por fim o cordão definitivo de união das peças é realizado. Aqui a habilidade manual do soldador conta muito para boa qualidade da solda. Quanto mais uniforme (nem muito espesso, nem muito fino) estiver o cordão melhor está a solda. Foi conferido,

por inspeção visual, se todos os cordões estavam aproximadamente semelhantes em termos de qualidade da solda. Os parâmetros recomendados de soldagem, como amperagem de corrente contínua e tensão, estão expressos na tabela no “Anexo XVI”. Válido ressaltar que tais configurações dependem do material base a ser soldado, além das dimensões da mesma, pois afetam diretamente a penetração na peça.

12 SUGESTÃO DE VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DO PACKAGE DE ERGONOMIA

Com o modelo de protótipo real do chassi em mãos é possível inserir ocupantes reais no mesmo e assim ter uma breve comparação da ergonomia prevista em ambiente computacional. Os dois clientes certos mencionados no início deste trabalho (P45 e P75) podem adentrar a estrutura e se posicionarem nos assentos do conceito em posição de pilotagem. Assim será possível aferir no modelo real as medidas de *package* estudadas anteriormente. Os resultados podem ser expressos em tabela, conforme o exemplo da “Tabela 55”. Espera-se que haja pouco desvio entre essas duas medições.

A avaliação pura e simples da conformidade de medições não é suficiente para medir o nível de conforto humano em situação real de uso. É preciso medir qualitativamente esse fator. Com uso de questionário é possível verificar estimadamente o desconforto sentido pelos ocupantes de modo próximo ao feito na *RULA Analysis*. Sugere-se o uso do modelo de questionário proposto por Corlett & Bishop (1976), exemplificado na “Tabela 56”. Dessa forma, sugerem-se três etapas nessa seção, a serem realizadas em trabalho futuro: preparação da cabine de pilotagem, com a inserção dos bancos conforme posições estipuladas em projeto; mensuração quantitativa da conformidade entre cotas de *package* veicular computacional e real; e por fim, a mensuração estimada de modo qualitativo do nível de conforto sentido pelos ocupantes em posição de pilotagem. Trata-se de uma avaliação subjetiva, mas importante para o projeto.

Tabela 55. Sugestão de comparação entre cotas de *package*: modelo real x computacional.

Cota	Modelo Computacional	Modelo Real
TL23	(mm)	(mm)
...

Sugere-se a aplicação do questionário exemplificado na “Tabela 56”, após os ocupantes permanecerem sentados no protótipo do veículo pelo tempo, conforme a “Figura 99”.

Tabela 56. Proposta de modelo de questionário para averiguação dos níveis de conforto.

Nº	Região Anatômica	Nível de Desconforto Sentido. Escala de 0 (Plenamente confortável) a 10 (Desconforto extremo)
-----------	-------------------------	--

1	Pescoço
2	Ombros
3	Braço
4	Ante-braço
5	Tórax
6	Cintura
7	Quádril
8	Glúteos
9	Coxa Direita
10	Coxa Esquerda
11	Perna Direita
12	Perna Esquerda

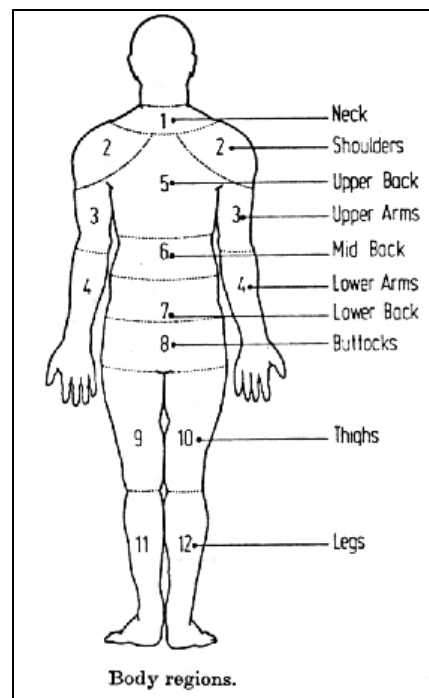


Figura 99. Modelo de mapeamento das regiões anatômicas para medição de conforto. Fonte: Corlett & Bishop (1976).

12 APRESENTAÇÃO DE PREVISÃO DO PRODUTO FINAL

Como etapa final de apresentação do produto, é comum serem elaborados materiais de divulgação, e até mesmo de demonstração, perante o cliente antes da aprovação final do projeto. Essa apresentação pode ser dada de várias formas, sendo a mais comum a simulação de cenários de uso. Trata-se da criação de um modelo - ou maquete - de modo a representar o produto em condições de uso real. Pode ser tanto um modelo real em escala, ou *mockup*, quanto um modelo digital. Modelos em escala são geralmente executados, para indústria automotiva na apresentação de conceitos, em *clay*, na escala 1:1. Eles contêm a representação física externa do design externo bem próximo do real. Porém, eles exigem maquinário complexo para sua modelagem, uma vez que a escultura manual da argila vem sendo substituída massivamente pela usinagem automatizada em centros computadorizados modernos. Entretanto, o avanço da tecnologia de prototipagem rápida, em especial da impressão 3D, já permite a criação de modelos físicos em escala para tal propósito. A maior desvantagem ainda, todavia, é seu elevado custo. Já modelos digitais são menos custos, porém com igual nível de representação da concepção de design do veículo, uma vez que transmitem os aspectos visuais mais importantes do conceito, como cor, reflexividade em luz, especularidade, entre outros, características próprias do material que interferem na estética do veículo.

12.1 RENDERIZAÇÃO FOTOREALISTA EM CENÁRIO DE USO

Nesse trabalho primeiramente, realizamos a representação digital da proposta final do conceito em pista para simularmos e prevermos a estética final desejada para o produto. Esse processo, chamado “Renderização”, utiliza técnicas de fotorrealismo para trazer o máximo de proximidade visual entre o modelo computacional e o esperado em modelo real. Aqui são fundamentais configurações de luz, materiais e cores para dar o aspecto agradável ao veículo. Isso é feito a partir do modelo CAD - já exaustivamente trabalhado em seções anteriores -, com a importação dele em um formato mais amigável aos

programas de renderização, uma vez que ele deve carregar apenas informações visuais – sem necessidade de características físicas como em simulações de resistência. Por isso geralmente esses arquivos são exportados em formatos de superfície ou casca – como a extensão “obj.”, “stp,” ou “igs.”, por exemplo. “No nosso caso utilizamos a forma “.igs” devido ao formato trazer a quantidade de informação necessária para o processo com baixo peso de arquivo. Esse modelo 3D não editável é trazido ao ambiente de *setup* do programa utilizado – Keyshot 5.

Primeiramente, posicionamos o desenho no espaço, que aqui corresponde a um cenário de estúdio fotográfico, com as orientações dos três eixos coordenados. Posteriormente, colocamos os materiais desejados para cada parte do veículo. Aqui é importante manter a hierarquia de exportação dos componentes originais para facilitar a colocação do material ao componente respectivo. O *software* conta com uma vasta biblioteca de materiais de engenharia, e desenho industrial, sendo que edições mesmo podendo ser feitas, quase não são necessárias. Apesar disso, é interessante configurar detalhes de cores e propriedades do material para melhor ganho de qualidade e fidedignidade na renderização. Agora, a etapa seguinte é a mais importante para se alcançar o máximo de realismo, fazendo parecer uma imagem real: a configuração do ambiente, que envolve *setup* de luz e câmera. Aspectos próprios da ótica fotográfica são considerados, como: abertura do diafragma da lente, velocidade do obturador, locais e tipos de iluminação utilizada.



Figura 100. Renderização final do conceito FGSeven.

O pós-processamento consiste na edição da imagem final gerada, já em 2D, em *software* de tratamento de imagens. Foi utilizado no caso o Adobe Photoshop. O resultado está expresso na “Figura 100”.

12.2 IMPRESSÃO 3D DO MODELO EM ESCALA

Para a etapa posterior, de modelo completo em escala por impressão 3D, é utilizado como arquivo fonte, novamente, o modelo CAD já mencionado. Ele é importado dessa vez com informações fundamentais para a impressão 3D. Por ser uma tecnologia de manufatura basicamente aditiva – excetuado alguns casos -, é necessário que o arquivo preserve informações de profundidade do modelo, isto é, ele não pode ser mais em superfície como na etapa anterior. O modelo principal precisou ter algumas partes simplificadas para efeitos de viabilidade técnica de impressão por adição e deposição de material, além de economia de custo e tempo de impressão. Uma dessas modificações é, por exemplo, a conversão para escala 1:24, por meio do comando “Scale”, ainda em CATIA.

A técnica usada foi a de *Fused Deposition Modeling* (FDM), onde o material de adição é derretido e depositado em camadas para formar a peça. Trata-se de uma das tecnologias mais difundidas de impressão 3D, dada sua facilidade, versatilidade e baixo custo. As configurações da máquina de impressão, tais como temperatura do bico extrusor, por exemplo, estão expressas na “Tabela 57” e no “Anexo XVII”.

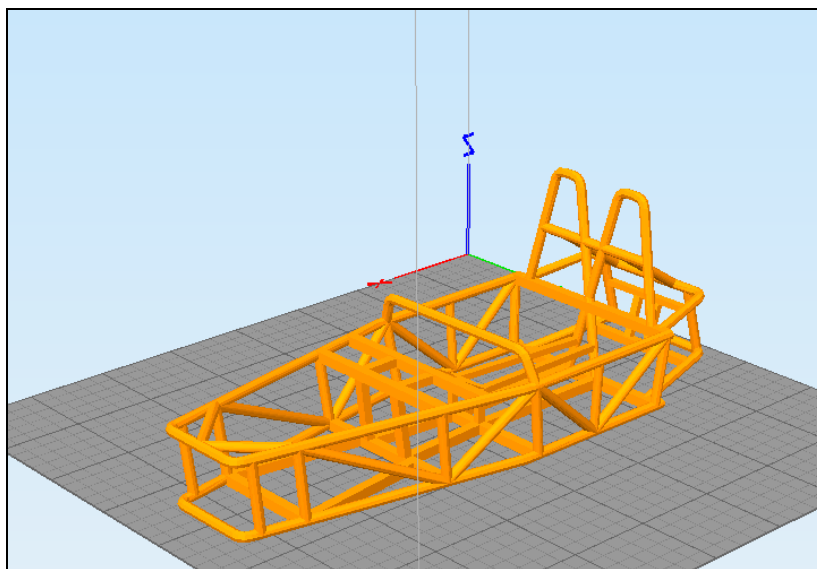


Figura 101. Modelo em escala pré-impressão.

Foi adotado o material ABS, um polímero que apresenta boas propriedades mecânicas para esse fim, além de permitir tratamento posterior para ganho de aparência da peça. A configuração da impressão é realizada diretamente no *software* de impressão, que faz a comunicação entre o modelo CAD e a impressora. Essa interface ocorre por meio da geração de uma espécie de arquivo de fabricação chamado “Código-G”. Nada mais é do que linhas de código para controle numérico contendo comandos para máquina como coordenadas dos eixos da impressora, velocidade e temperatura. As configurações do modelo de impressão afetam custo e tempo. Quanto maior o grau de detalhamento, maior a quantidade dessas variáveis. A pré-visualização de impressão e a impressora utilizada estão mostradas na “Figura 101” e “Figura 102”.

Tabela 57. Configurações de impressão 3D.

Configuração de impressão	
Temperatura do Bico	210-230 C°

Extrusor	
Infill	20%
Tempo de impressão estimado	12 horas
Escala	1:24
Tecnologia de impressão	FDM
Material	ABS

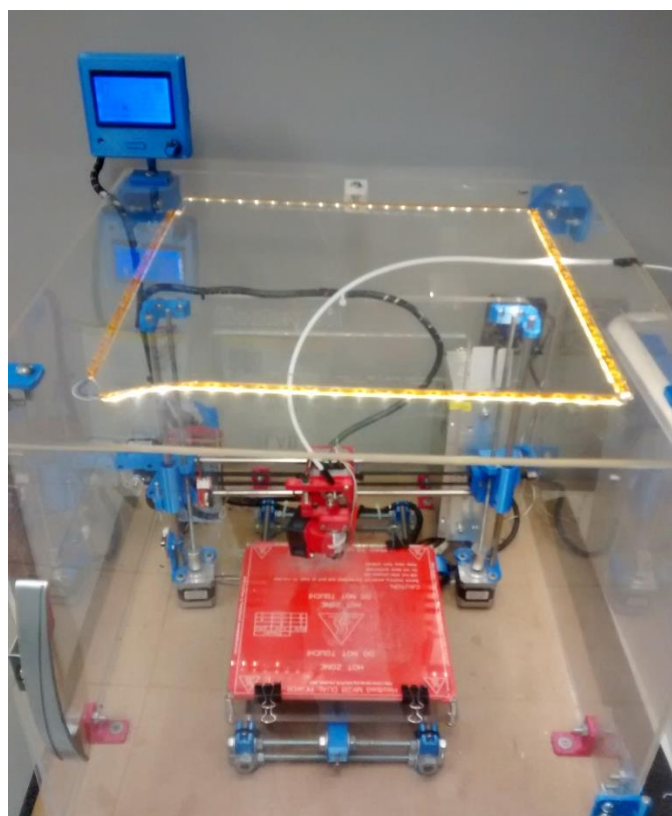


Figura 102. Impressora 3D utilizada para impressão.

Após a impressão, conforme resultado mostrado na “Figura 103”, é importante realizar o acabamento final da peça. O modelo do conceito impresso é submetido a banho de acetona, para refinamento das camadas externas, e diminuição da rugosidade superficial, melhorando o aspecto visual do modelo. A reação da acetona com o polímero permite uma espécie de desbaste superficial da peça, que é proporcional ao tempo de exposição. A técnica mais utilizada usa o confinamento da peça bruta em recipiente com tecido banhado em acetona – a peça não entra em contato direto com a substância. A exposição demasiada pode acarretar desgaste excessivo não desejado, e assim danificar a peça ao atingir camadas mais internas da impressão. Por fim, uma camada de verniz para proteção e brilho pode ser

adicionada manualmente com uso de pincel. Por fim o modelo pode passar por pintura com pincel ou aerógrafo

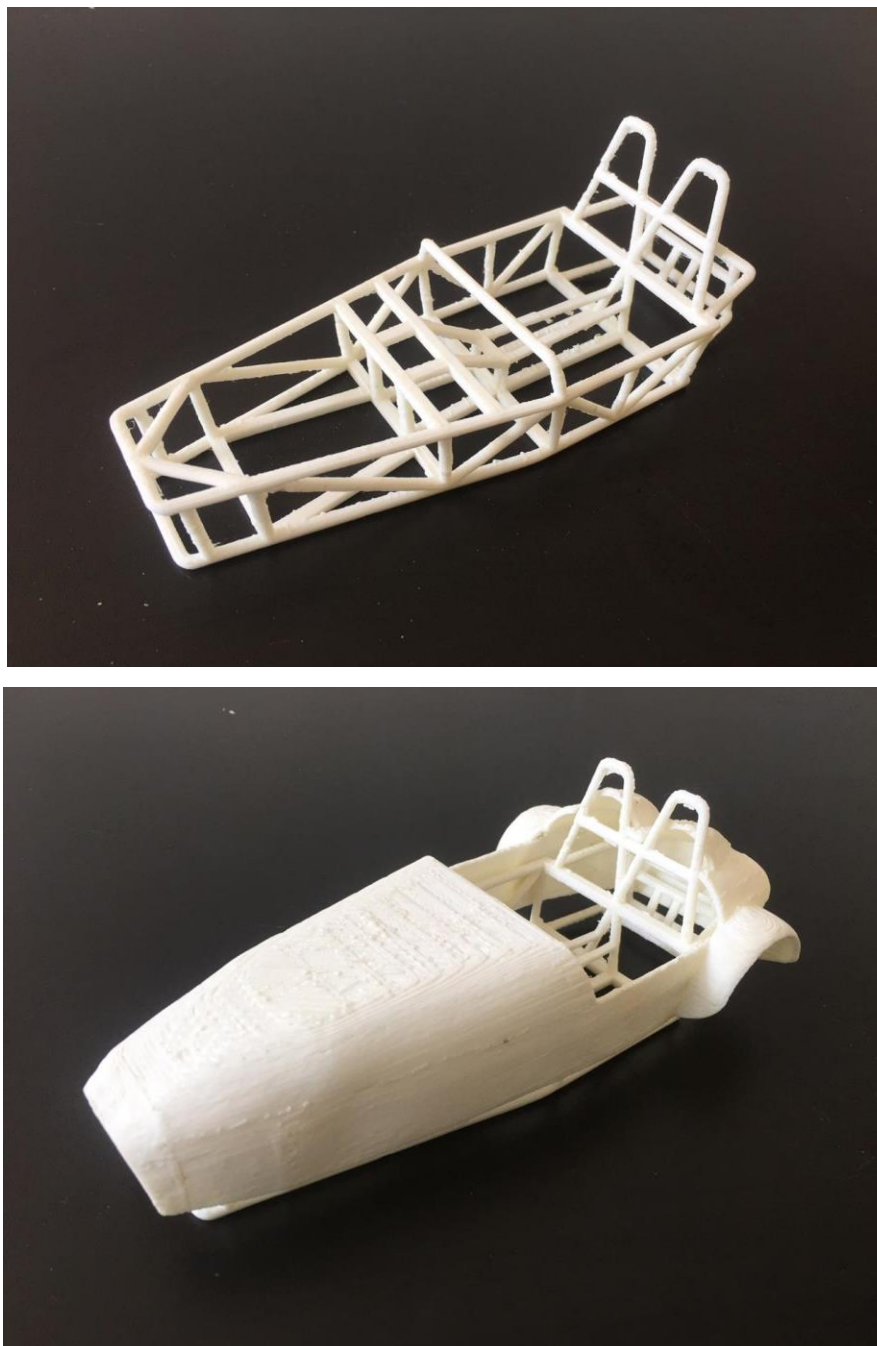


Figura 103. Modelos do chassi e carroceria, em escala, em impressão 3D.

Para leitura no programa de visualização de impressão é necessário converter o arquivo para o formato “stl” de estereolitografia. O software utilizado para fazer a interface entre o modelo CAD e a impressora 3D foi o Simplify 3D. Ele é responsável por gerar o código de controle numérico da máquina, chamado “Código-G”.

13 CONCLUSÕES E SUGESTÕES FUTURAS

Na primeira etapa deste trabalho, o cliente final se mostrou satisfeito com a proposta de design para o veículo. A apresentação visual do projeto em modelo de protótipo digital foi suficiente para comunicar a ideia do conceito. A aparência final do produto foi validada de acordo com a satisfação estética percebida pelos usuários. Aqui a satisfação do cliente é um parâmetro de validação do requisito citado no começo deste trabalho: o apelo estético. A documentação das etapas de criação de um conceito para o mercado, com práticas voltadas, ainda que aproximadamente, para a indústria, aliando desenho industrial e engenharia automotiva, presentes neste trabalho, são importantes para o enriquecimento do conhecimento acadêmico da Universidade de Brasília na área de design automotivo, dentro do curso de Engenharia Automotiva. A ergonomia proposta mostrou ser adequada aos ocupantes determinados e a maioria dos percentis da população em estudo em ambiente simulado computacionalmente, e também precisa ser validada em ambiente real, ainda que simulado experimentalmente em laboratório ou em modelo de protótipo.

Após a primeira etapa do trabalho, foi possível incrementar o conceito em termos de sua qualidade estética e técnica, especialmente de desenho CAD. A construção dos elementos de mecânica automotiva fundamentais para seu funcionamento foram incorporadas ao projeto, deixando de ser apenas um projeto de planejamento conceitual, sendo agora executável - ainda que em parte. No primeiro passo desse trabalho, foi possível melhorar também a ergonomia para o passageiro percentil 95, que era o caso extremo de maior dificuldade de adaptação anterior. Apesar de ter sido necessário aumentar o tamanho do carro, isso não representou perdas de função estética.

O presente trabalho apresenta uma caracterização geral de um conceito de veículo, com as devidas especificações de ordem técnica e executiva. Porém, de modo algum ele tem o intuito de ser completo em si mesmo. Longe disso, esse projeto é apenas o primeiro passo na concepção de um novo conceito, sendo que ele ainda necessita de contribuições futuras de outros trabalhos, que o tenham como

base. Assim, é necessário que sejam realizados mais estudos no FGSeven para seu aprimoramento, e correção de possíveis falhas de projeto e construção de protótipo. Nessa etapa do projeto, focou-se no chassi do veículo – especificamente em sua resistência mecânica e segurança em caso de colisões – com uma pequena atenção à sua relação com os demais itens estáticos que compõe o veículo. Como próximos passos, sugere-se a revisão criteriosa do desenho do chassi, quanto à sua relação com os demais componentes mecânicos do carro, tanto com relação à posição dos pontos de fixação, quanto ao seu mecanismo e geometria em si. Suspensões, por exemplo, merece um estudo a parte de sua dinâmica veicular. Possíveis interferências na construção da modelagem podem passar despercebidas por maior que seja a atenção na revisão, por isso recomenda-se também sua revisão duplicada, na etapa de fabricação da carroceria em fibra de vidro especialmente, para evitar incompatibilidades com o chassi em termos dimensionais.

A altura da posição do volante apesar de estar acima do limite superior painel e assim prejudicar um pouco a estética do veículo, se faz necessária para evitar interferência do mesmo com a perna do motorista, o que ocorreu para o percentil 95. Como sugestão de melhoria ao projeto a montagem de um volante com ajuste de altura seja uma solução viável. Em adição, se faz necessário um melhor detalhamento do desenho CAD quanto aos elementos mecânicos do conceito, como por exemplo, para as peças de fixação do motor.

Foi também possível observar que o valor de rigidez torcional obtido para o conjunto completo da estrutura é coerente com valores práticos. Comparando com valores reais registrados para estruturas do tipo *unibody*, a rigidez obtida neste trabalho possui a mesma grandeza, apesar de o valor ser coerentemente divergente. Há certa dificuldade em comprar os valores obtidos, pois existem poucos dados de rigidez de modelos comerciais disponíveis abertamente, uma vez que essas informações são segredo industrial. Entretanto, os valores tabelados obtidos para estruturas do tipo monobloco - as quais devem de fato apresentar maior rigidez à torção do que um chassi tubular - apresentam ordem de grandeza compatíveis com os resultados encontrados. Considerando essa maior simplificação da estrutura analisada, além das limitações numéricas experimentais, pode-se concluir que o resultado de parâmetro concentrado de rigidez obtido é alinhado com o mundo real.

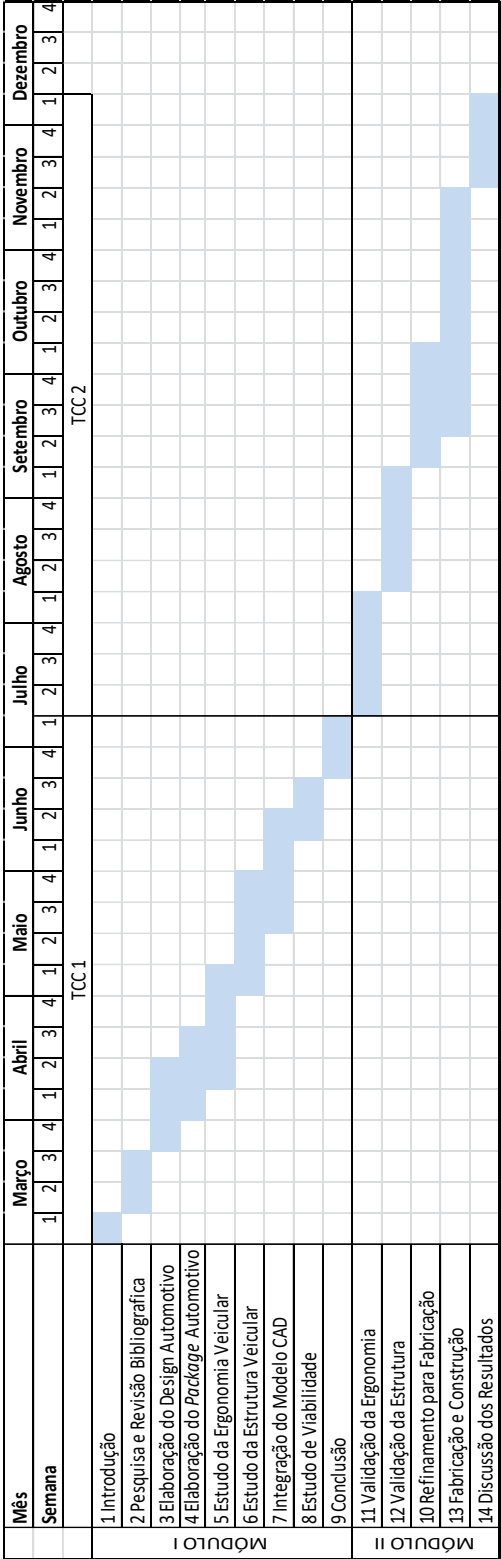
Bibliografia

- AIRD. Race Car Chassis: Design and Construction. Forbes Aird. Motorbooks International, 1997.
- BASTOW, Donald; HOWARD, Geoffrey; WHITEHEAD, John P. Car suspension and handling. Warrendale: SAE international, 2004.
- BEER, Ferdinand P. et al. Mecânica dos Materiais-7ª Edição. AMGH Editora, 2015.
- CHAMPION, Ron. Build Your Own Sports Car for as Little as £ 250-and Race It!. Haynes, 2000.
- COLOMBINI, Daniela; OCCHIPINTI, Enrico; FANTI, Michele. Método Ocra para análise ea prevenção do risco por movimentos repetitivos: manual para a avaliação ea gestão do risco. LTr, São Paulo, p. 2083-2091, 2008.
- CORLETT, E. Nigel; BISHOP, R. P. A technique for assessing postural discomfort. Ergonomics, v. 19, n. 2, p. 175-182, 1976.
- EDWARDS, Betty. Drawing on the right side of the brain: The definitive. Penguin, 2012.
- ESAB. Apostila de Metalurgia da Soldagem (formato digital disponível em PDF) . 2005.
- . 2005.
- Euro NCAP. Offset Deformable Barrier Frontal Impact Test Protocol: New Car Assessment Programme Standards - Adult Occupant Protection, 2018.
- Euro NCAP. Side Impact Mobile Deformable Barrier Test Protocol: New Car Assessment Programme Standards - Adult Occupant Protection, 2018.
- Ford Motor Company. EcoBoost Technology. Disponível em: <https://www.ford.com.au/technology/ecoboost/>. Acessado em: Agosto, 2018.
- Full Race Website. EcoBoost 2.3 L Engine Especifications. Disponível em: <https://www.full-race.com/articles/ecoboost-2-3l-i4-engine-and-drivetrain/>. Acessado em: Agosto, 2018.
- GENTA, Giancarlo; MORELLO, Lorenzo. The automotive chassis. Berlin: Springer, 2009.
- GILLESPIE, Thomas D. Vehicle dynamics. Warren dale, 1997.
- HIBBELER, Russell Charles. Resistência dos materiais . Pearson Educación, 2010.
- HUSTON, Ronald L. Anthropometric Methods: Designing to Fit the Human Body by John A. Roebuck, Jr. 1995. 194 pages. \$20.00 Santa Monica, CA: Human Factors and Ergonomics Society ISBN 0-945289-01-4. Ergonomics in Design, v. 3, n. 3, p. 29-30, 1995.
- MACEY, Stuart; WARDLE, Geoff. H-Point: the fundamentals of car design & packaging. 2009.

- MEISTER, David. Human factors: Theory and practice. New York, London: Wiley-interscience, 1971.
- ROEBUCK, John Arthur. Anthropometric methods: designing to fit the human body. Human Factors and Ergonomics Society, 1995.
- SAE J1052, May. Motor Vehicle Driver and Passenger Head Position. 1987.
- SAE J1100. Motor Vehicle Dimensions. 2009.
- SAE J941. Motor vehicle drivers' eye locations. 2008.
- SAE J826. Devices for use in defining and measuring vehicle seating accommodation. 2008.
- VAN BOEIJEN, Annemiek et al. Delft design guide: Design strategies and methods. BIS publishers, 2014.

ANEXOS

ANEXO I: Cronograma de projeto (Autor, 2018).



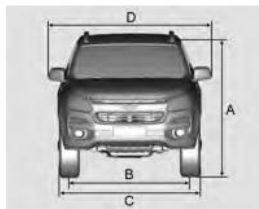
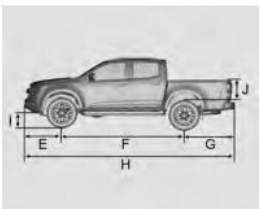
ANEXO III: Tabela antropométrica para a população americana – percentil masculino. Henry Dreyfuss Associates (2002).

Dados para percentil - Homem*				1		99		50		Entra	Constante	Valor Final	Erro P99
*Fonte: Henry Dreyfuss Associates, 2002				mm	pol	mm	pol	mm	pol	Percentil			
1.0	Peso			45,49531		110,6765		78,01789		95,0	14,011434	100,94288	-10
1.1	Estatura			1590,04	62,6	1920,24	75,6	1755,14	69,1	65,0	70,980224	1776,7102	-144
1.2	Altura do nível dos olhos, em pé			1485,9	58,5	1800,86	70,9	1643,38	64,7	5,0	67,704213	1532,4722	-268
1.3	Altura do ombro, em pé			1285,24	50,6	1595,12	62,8	1440,18	56,7	99,0	66,61221	1595,8158	1
1.4	Largura da cintura, em pé			233,68	9,2	345,44	13,6	289,56	11,4	99,0	24,024076	345,69094	0
1.5	Alcance inferior máximo, em pé			596,9	23,5	726,44	28,6	660,4	26	99,0	27,846088	725,46086	-1
1.6	Comprimento do membro superior			647,7	25,5	800,1	31,5	726,44	28,6	99,0	32,760103	802,98219	3
1.7	Comprimento interarticular ombro-cotovelo			246,38	9,7	312,42	12,3	279,4	11	99,0	14,196045	312,56828	0
1.8	Comprimento interarticular cotovelo-punho			233,68	9,2	274,32	10,8	256,54	10,1	99,0	8,7360275	276,95125	3
1.9	Comprimento do braço			317,5	12,5	411,48	16,2	365,76	14,4	99,0	20,202064	412,96102	1
1.10	Altura do cotovelo fletido, em pé			980,44	38,6	1191,26	46,9	1074,42	42,3	99,0	45,318143	1180,3034	-11
1.11	Altura do trochanter, em pé			825,5	32,5	1018,54	40,1	937,26	36,9	95,0	41,496131	1005,1544	-13
1.12	Comprimento trochanter Joelho, em pé			386,08	15,2	467,36	18,4	424,18	16,7	99,0	17,472055	465,0025	-2
1.13	Comprimento interrarticular joelho-tornozelo			373,38	14,7	457,2	18	421,64	16,6	99,0	18,018057	463,7382	7
2.1	Altura da cabeça, sentado			830,58	32,7	998,22	39,3	914,4	36	99,0	36,036113	998,59641	0
2.2	Altura do nível dos olhos, sentado			728,98	28,7	876,3	34,5	802,64	31,6	5,0	31,6681	750,76375	-126
2.3	Altura do ombro, sentado			528,32	20,8	675,64	26,6	599,44	23,6	99,0	31,6681	673,43078	-2
2.4	Altura do cotovelo fletido, sentado			210,82	8,3	264,16	10,4	233,68	9,2	99,0	11,466036	260,46977	-4
2.5	Comprimento antebraço-mão, sentado			431,8	17	528,32	20,8	480,06	18,9	99,0	20,748065	528,53672	0
2.6	Altura das coxas, sentado			0		0		0		99,0	0	0	0
2.7	Altura do joelho, sentado			477,52	18,8	622,3	24,5	551,18	21,7	99,0	31,122098	623,89508	2
2.8	Alcance frontal máximo, sentado			751,84	29,6	934,72	36,8	848,36	33,4	99,0	39,312124	940,21063	5
2.9	Profundidade do tórax, sentado (busto)			203,2	8	304,8	12	254	10	99,0	21,840069	305,02813	0
2.10	Altura da 7th vértebra, sentado			660,4	26	807,72	31,8	728,98	28,7	99,0	31,6681	802,97078	-5
2.11	Altura da concavidade lombar, sentado			182,88	7,2	299,72	11,8	241,3	9,5	99,0	25,116079	299,98234	0
2.12	Profundidade do abdômen, sentado			200,66	7,9	330,2	13	266,7	10,5	99,0	27,846088	331,76086	2
2.13	Profundidade das nádegas-popliteal, sentado			452,12	17,8	548,64	21,6	500,38	19,7	70,0	20,748065	509,95573	-39
2.14	Profundidade nádegas-joelho, sentado			528,32	20,8	673,1	26,5	599,44	23,6	99,0	31,122098	672,15508	-1
2.15	Altura popliteal, sentado			393,7	15,5	495,3	19,5	444,5	17,5	65,0	21,840069	451,13699	-44
2.16	Largura cotovelo a cotovelo, sentado			401,32	15,8	523,24	20,6	464,82	18,3	99,0	26,208083	526,05375	3
2.17	Largura bideltóide, sentado			320,04	12,6	406,4	16	358,14	14,1	99,0	18,564058	401,51391	-5
2.18	Largura do tórax entre axilas, sentado			261,62	10,3	358,14	14,1	309,88	12,2	99,0	20,748065	358,35672	0
2.19	Altura da axila, sentado			0		0		0		99,0	0	0	0
2.20	Altura do tórax, sentado			0		0		0		99,0	0	0	0
2.21	Largura do quadril, sentado			289,56	11,4	429,26	16,9	360,68	14,2	95,0	30,030095	409,81414	-19
3.1	Largura bieurion			142,24	5,6	170,18	6,7	154,94	6,1	99,0	6,0060189	168,97273	-1
3.2	Largura biektokanthion			0		0		0		99,0	0	0	0
3.3	Distância entre pupilas			50,8	2	71,12	2,8	59,944	2,36	99,0	4,3680138	70,149625	-1
3.4	Largura bientokanthion			0		0		0		99,0	0	0	0
3.5	Profundidade glabella-opisthokranion			180,34	7,1	213,36	8,4	195,58	7,7	99,0	7,0980224	212,16414	-1
3.5.1	Distância nariz-opisthokranion			198,12	7,8	241,3	9,5	220,98	8,7	99,0	9,2820292	242,66695	1
3.6	Distância ektokanthion-opisthokranion			0		0		0		99,0	0	0	0
3.7	Comprimento trichion-gnation			167,64	6,6	182,88	7,2	208,28	8,2	99,0	3,2760103	215,93422	33
4.1	Comprimento máximo da mão			167,64	6,6	213,36	8,4	190,5	7,5	99,0	9,828031	213,46266	0
4.2	Largura da mão, no polegar			93,98	3,7	116,84	4,6	104,14	4,1	99,0	4,9140155	115,62133	-1
4.3	Comprimento do polegar			0		0		0		99,0	0	0	0
4.4	Largura da mão, no metacarpo			78,74	3,1	101,6	4	86,36	3,4	99,0	4,9140155	97,841328	-4
4.5	Comprimento da base do polegar ao indicador			0		0		0		99,0	0	0	0
4.6	Espessura do punho			40,64	1,6	60,96	2,4	50,8	2	99,0	4,3680138	61,005625	0
5.1	Comprimento máximo do pé descalço			233,68	9,2	297,18	11,7	264,16	10,4	99,0	13,650043	296,05258	-1
5.2	Largura máxima do pé descalço			86,36	3,4	114,3	4,5	99,06	3,9	99,0	6,0060189	113,09273	-1
6.1	Altura máxima do assento (calçado)			419,1	16,5	495,3	19,5	457,2	18	65,0	16,380052	462,17775	-33

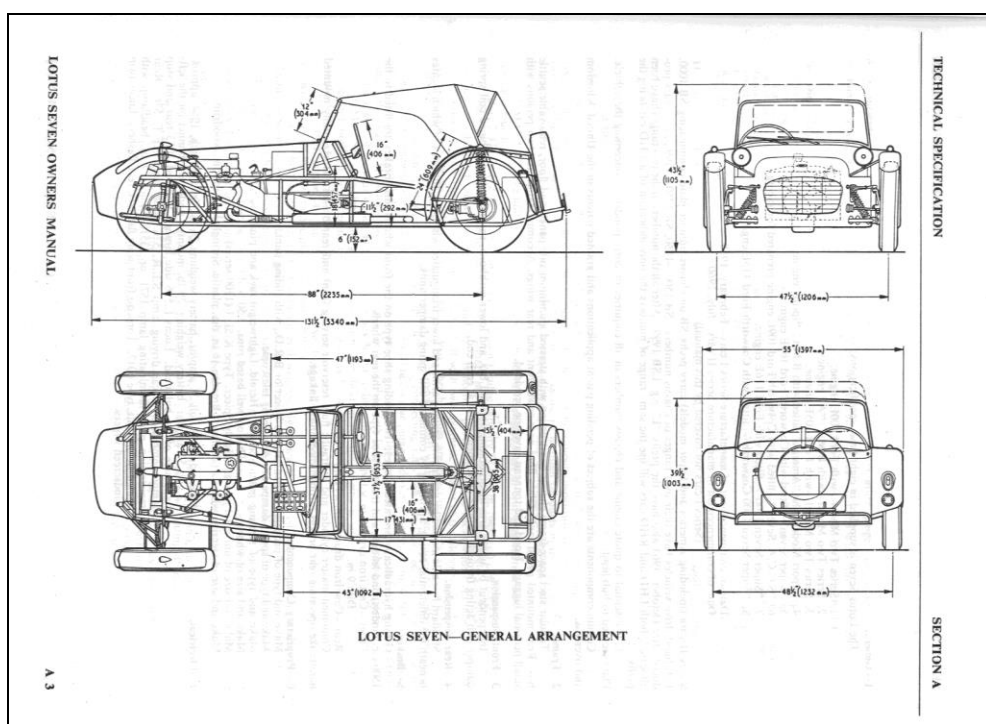
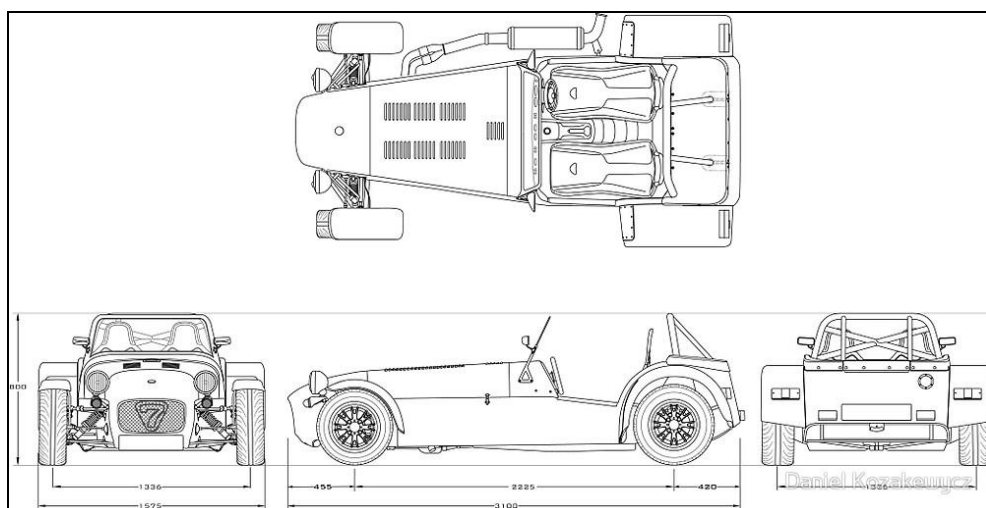
ANEXO IV: Dimensões externas do modelo referência dois. Manual do proprietário S10 (*Chevrolet Motors*, 2017).

Manual do Proprietário do Chevrolet S10 série especial (GMSA-Localização-
Brasil-12332875) - 2018 - CRC - 8/23/17

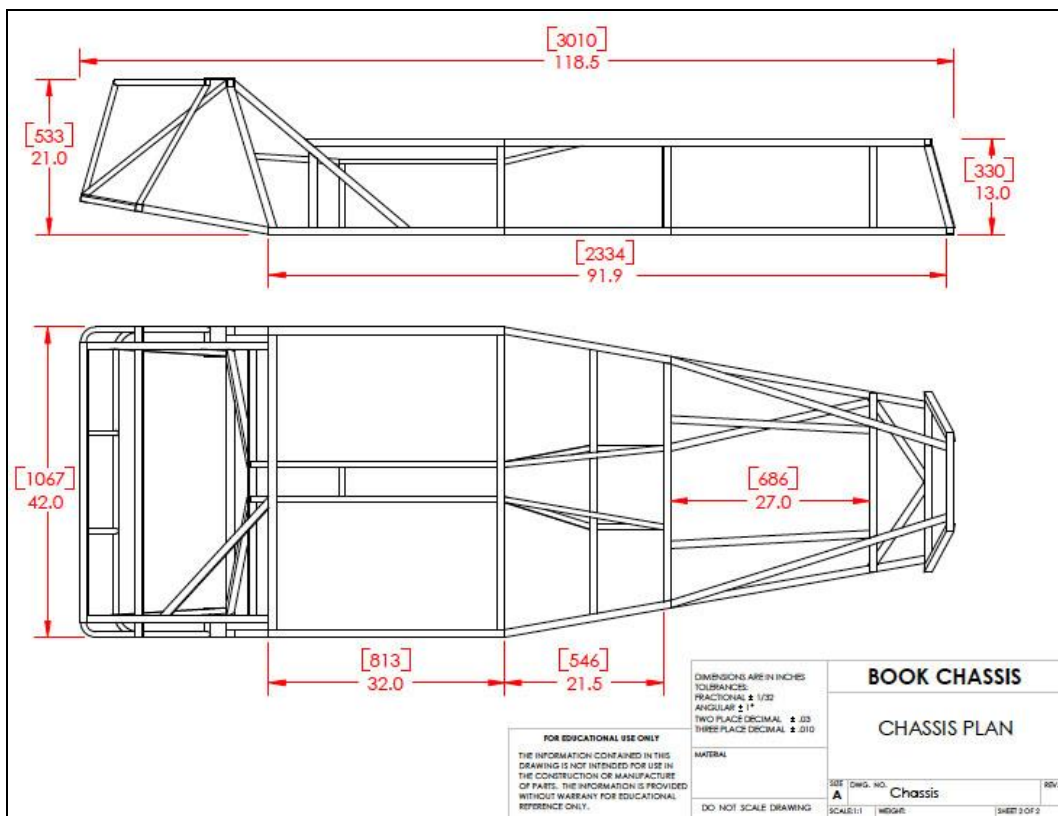
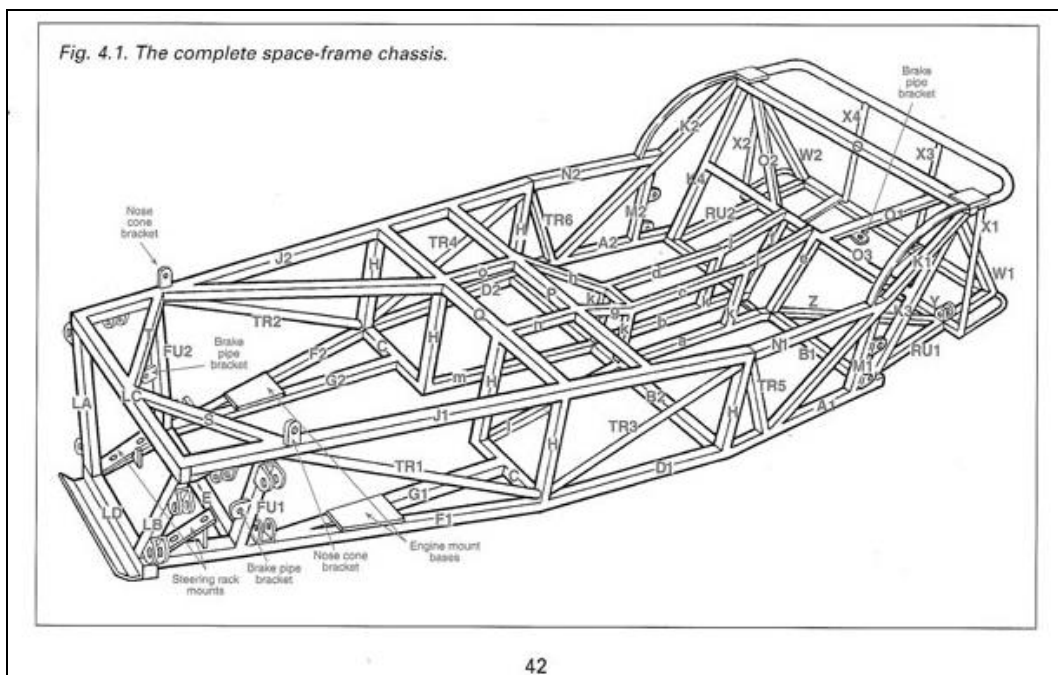
354 Especificações

Cabine dupla														
														
		LS / LT / Advantage		LTZ		HC / 100Y			LS / LT / Advantage		LTZ		HC / 100Y	
		(4x2)	(4x4)	(4x2)	(4x4)	(4x2)	(4x4)		(4x2)	(4x4)	(4x2)	(4x4)	(4x2)	(4x4)
A ⁽¹⁾		1,791	1,786	1,804	1,798	1,799	1,792	E	957 ⁽³⁾				1,004 ⁽⁴⁾	
A ⁽²⁾		—	—	1,837	1,831	1,854	1,847	F	3,096					
B		1,570						G	1,308					
C		1,874						H	5,361 ⁽³⁾				5,408 ⁽⁴⁾	
D		2,132						I	224	211	234	222	230	217
								J	466				584	
HC: High Country / 100Y: 100Years														
⁽¹⁾ Sem bagageiro														
⁽²⁾ Com bagageiro														

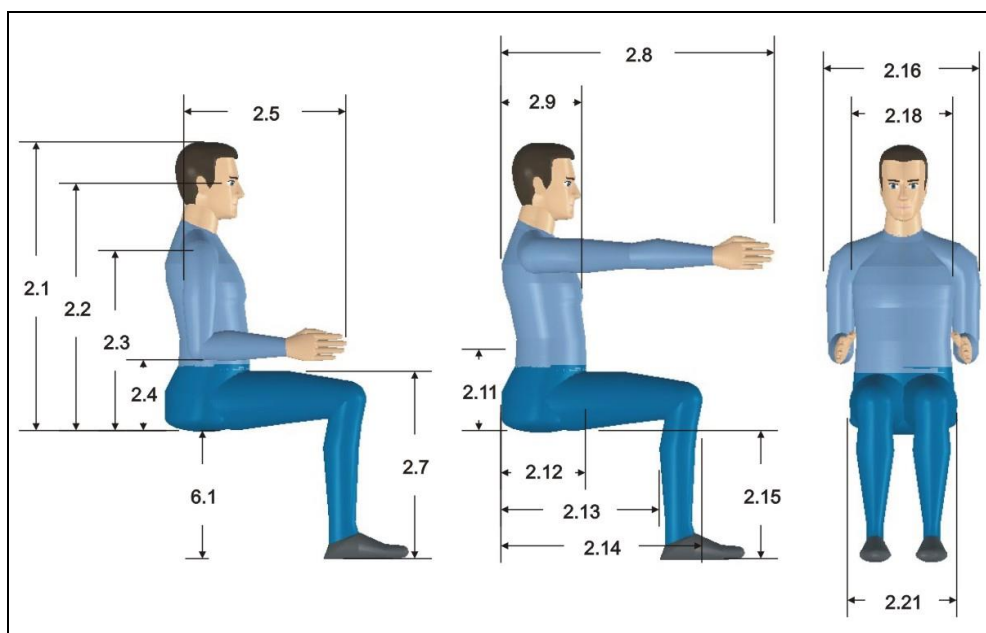
ANEXO V: Dimensões externas do modelo referência (*Daniel Kczakewycz, 2013*) e Manual do proprietário Lotus Seven (*Lotus Company, 1973*).



ANEXO VI: Desenhos de construção do chassi do modelo de referência (Champion, 1997). Dimensões externas do modelo referência (*LowCostBuilders.uk*).

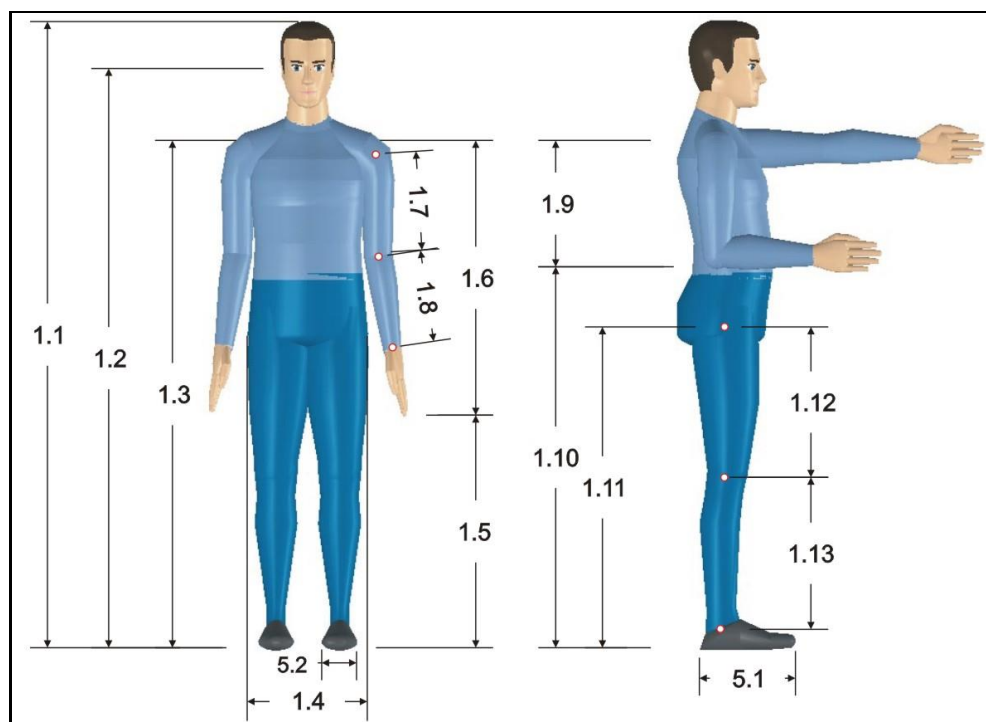


ANEXO VII: Cotas antropométricas para os perfis estudados – posição sentado (Miranda, 2018).



Cotas – Posição Sentado	Medidas (mm)				
	Usuário #1	Usuário #2	Percentil 5 (feminino)	Percentil 50 (masculino)	Percentil 95 (masculino)
2.1	987	835	830	914	998
2.3	560	448	528	599	675
2.5	539	483	431	480	528
2.7	566	545	477	551	622
2.8	970	895	751	848	934
2.9	315	235	203	254	304
2.12	365	335	200	266	330
2.13	505	480	452	500	548
2.14	625	620	528	599	673
2.15	435	425	393	444	495
2.16	430	510	401	464	523
2.18	390	340	261	309	358
2.21	530	400	289	360	429

ANEXO VIII: Cotas antropométricas para os perfis estudados – posição em pé (Miranda, 2018).



Cotas – Posição em Pé	Medidas (mm)				
	Usuário #1	Usuário #2	Percentil 5 (feminino)	Percentil 50 (masculino)	Percentil 95 (masculino)
1.1	1760	1710	1643	1755	1890
1.3	1450	1430	1285	1440	1545
1.4	252	241	233	249	335
1.7	285	270	246	279	312
1.8	265	255	233	256	274
1.11	950	935	825	937	1018
1.12	505	400	386	424	467
1.13	420	410	373	421	457
5.1	270	260	233	264	297
5.2	110	95	86	99	114

ANEXO IX: Modelo de questionário aplicado para o levantamento do perfil antropométrico do usuário (Miranda, 2018)



Universidade de Brasília

Faculdade UnB Gama



Projeto de um novo conceito de veículo tipo Caterham

Usuário:

Estatura:

Peso:

Data:

Termo de Consentimento livre e Esclarecido – TCLE

O (a) senhor (a) está sendo convidado (a) a participar do projeto para redesign de um veículo tipo Caterham.

O objetivo é a avaliação ergonômica de um protótipo através de questionários, aplicados a usuários, e simulação virtual com software (CATIA V5). O conforto será avaliado posteriormente através das experiências dos usuários, estes relataram o tamanho do desconforto em uma escala numérica de 1 a 7 e sua a simulação virtual ocorrerá com manequins que buscam representar padrões antropométricos. Os resultados serão comparados para avaliar sua correlação.

Todos os dados coletados serão usados para fins acadêmicos e poderá ser informado sobre o andamento do estudo.

Pesquisador:

_____.

Colaborador:

_____.

Brasília, ____ de ____ de 2018.

ANEXO X: Tabelas dos perfis antropométricos para a população brasileira.
(ANAC, 2016).

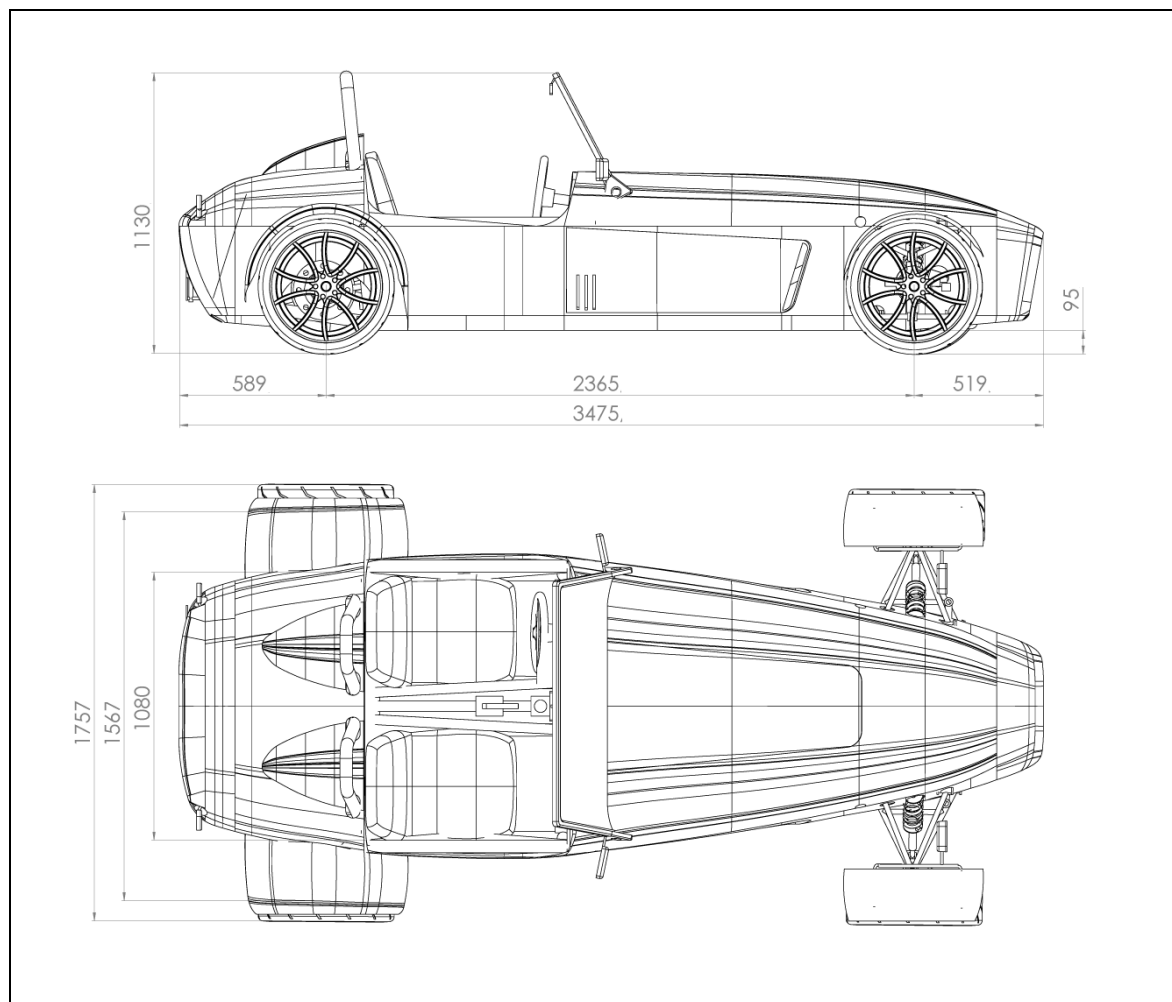
Tabela 2 – Distribuição Percentual para as Diferentes Medidas
Antropométricas e IMC na amostra (n = 960)

Percentil	Massa Corporal Total (kg)	Estatura (cm)	Altura Tronco-Cefálica (cm)	Comprimento Glúteo-Joelho (cm)	IMC (kg/m ²)
P3	63,0	162,8	83,4	54,4	21,1
P5	65,0	164,3	84,3	55,0	21,9
P50	83,9	175,1	90,9	60,0	27,4
P95	115,9	187,8	97,5	65,4	35,9
P97	124,6	189,5	98,3	66,1	38,3

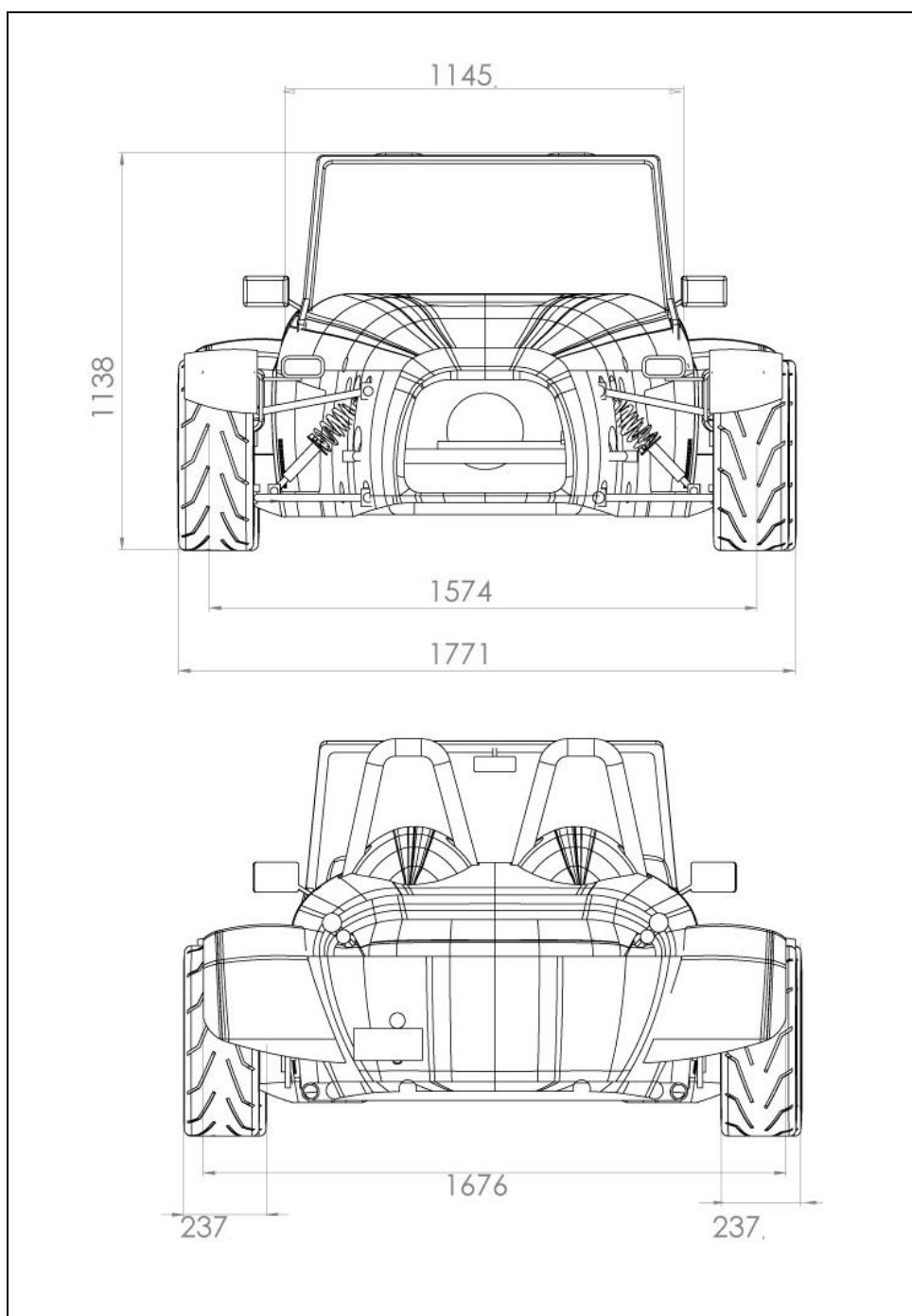
Tabela 4 – Distribuição Percentual para as Larguras, Alturas e Comprimento

	Largura Bideltoíde (cm)	Largura do Quadril (cm)	Comprimento Glúteo-Joelho (cm)	Altura Poplíteal (cm)	Altura do Joelho (cm)
P1	38,7	31,0	52,6	39,4	47,2
P2,5	39,7	32,0	53,7	40,1	48,2
P5	40,6	32,9	54,6	40,7	49,1
P10	41,6	33,8	55,6	41,4	50,1
P25	43,1	35,3	57,1	42,5	51,6
P50	46,5	38,6	60,6	45,2	55,5
P75	50,2	42,2	64,3	47,5	58,6
P90	51,7	43,7	65,9	48,6	60,1
P95	52,7	44,6	66,9	49,3	61,1
P97,5	53,6	45,4	67,7	49,9	61,9
P99	54,6	46,4	68,8	50,7	63,0

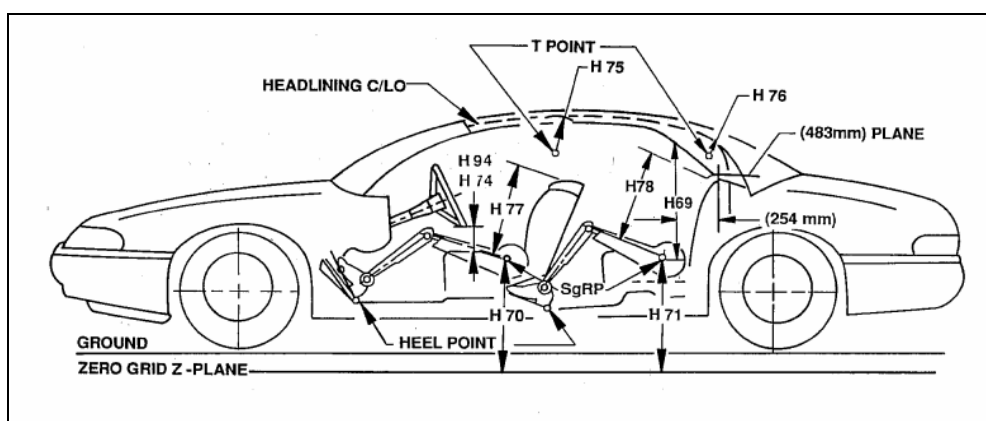
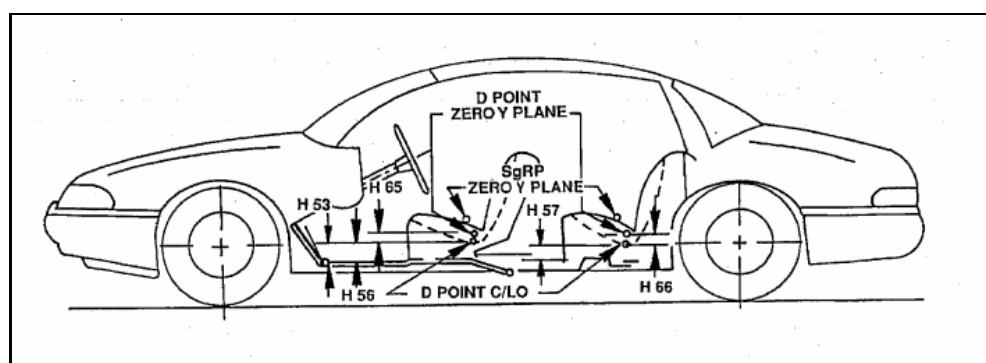
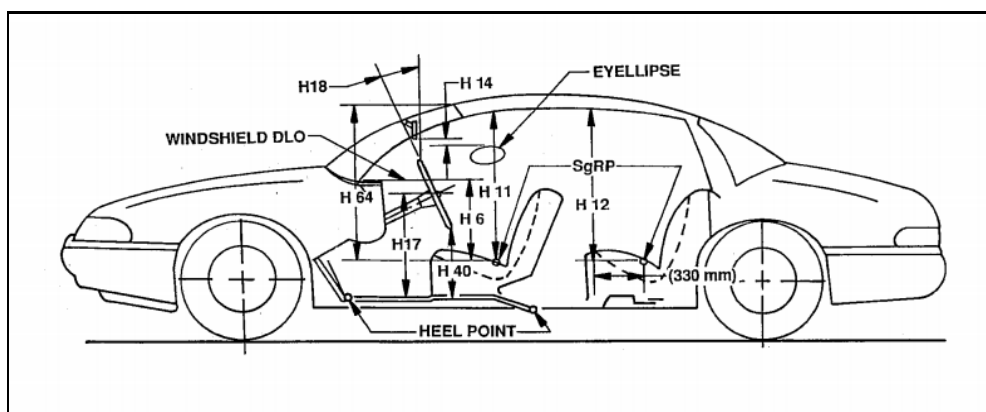
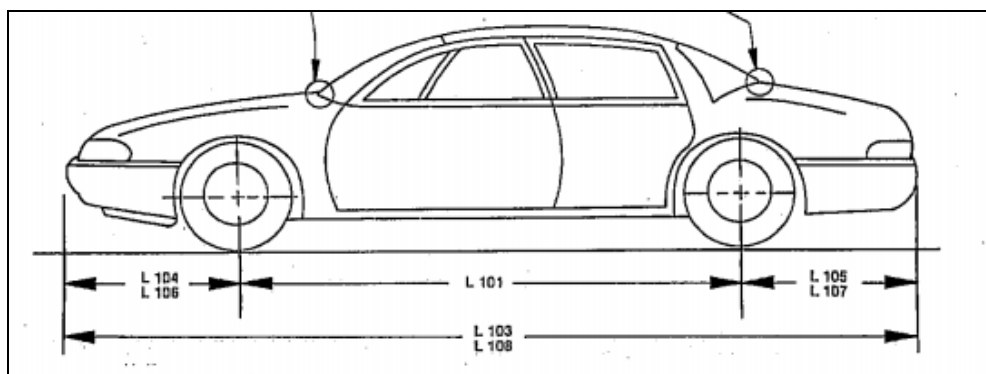
ANEXO XI: Vistas com cotas do conceito FGSeven. Medidas em mm. (Autor, 2018).



ANEXO XII: Vistas com cotas do conceito FGSeven. Medidas em mm. (Autor, 2018).



ANEXO XIII: Principais cotas de dimensões internas e externas para *package* veicular. (SAE J1100, 2001).

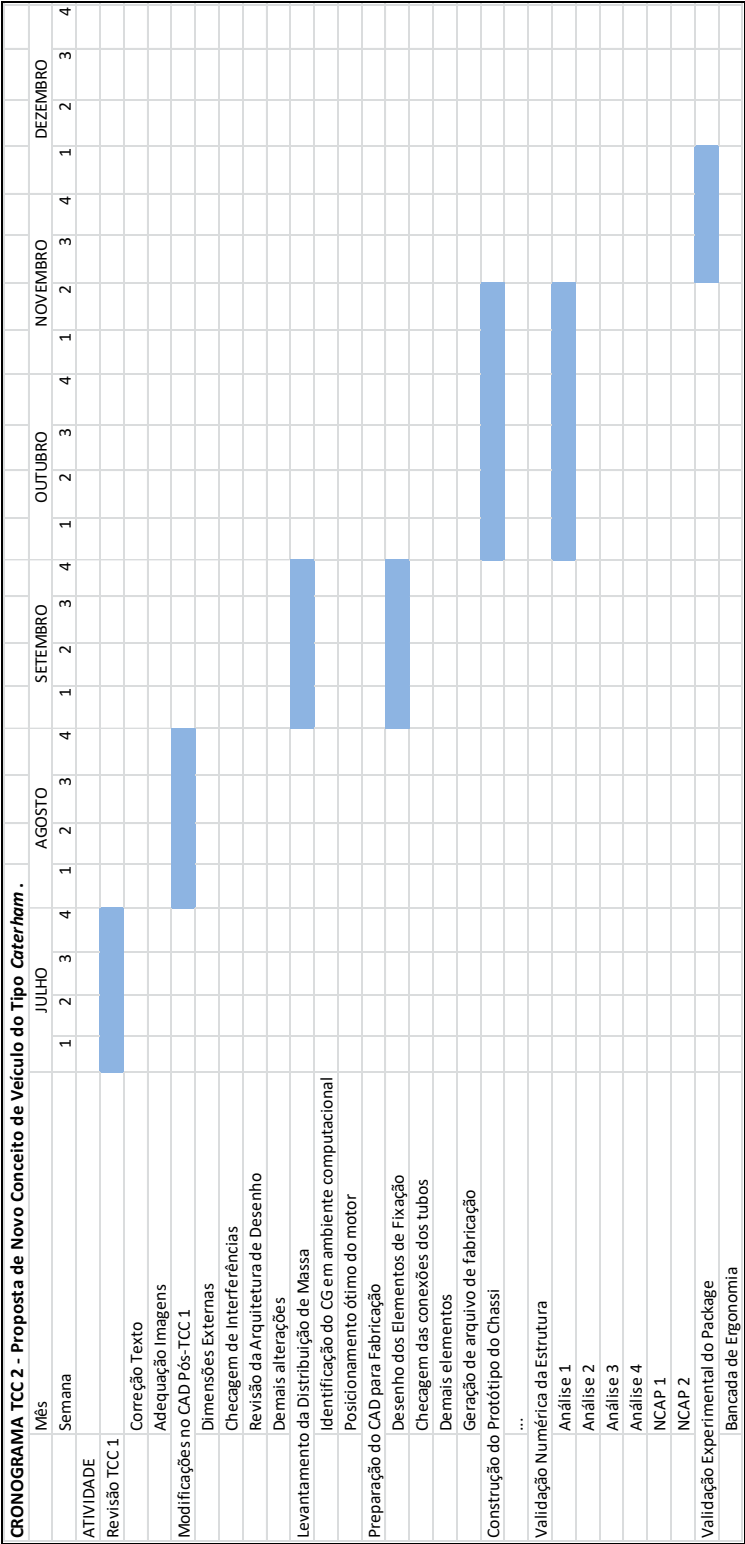


ANEXO XIV: Tabela 1 – Dimensões das cotas de referência para construção da abóboda da cabeça. (SAE J1052, 2001).

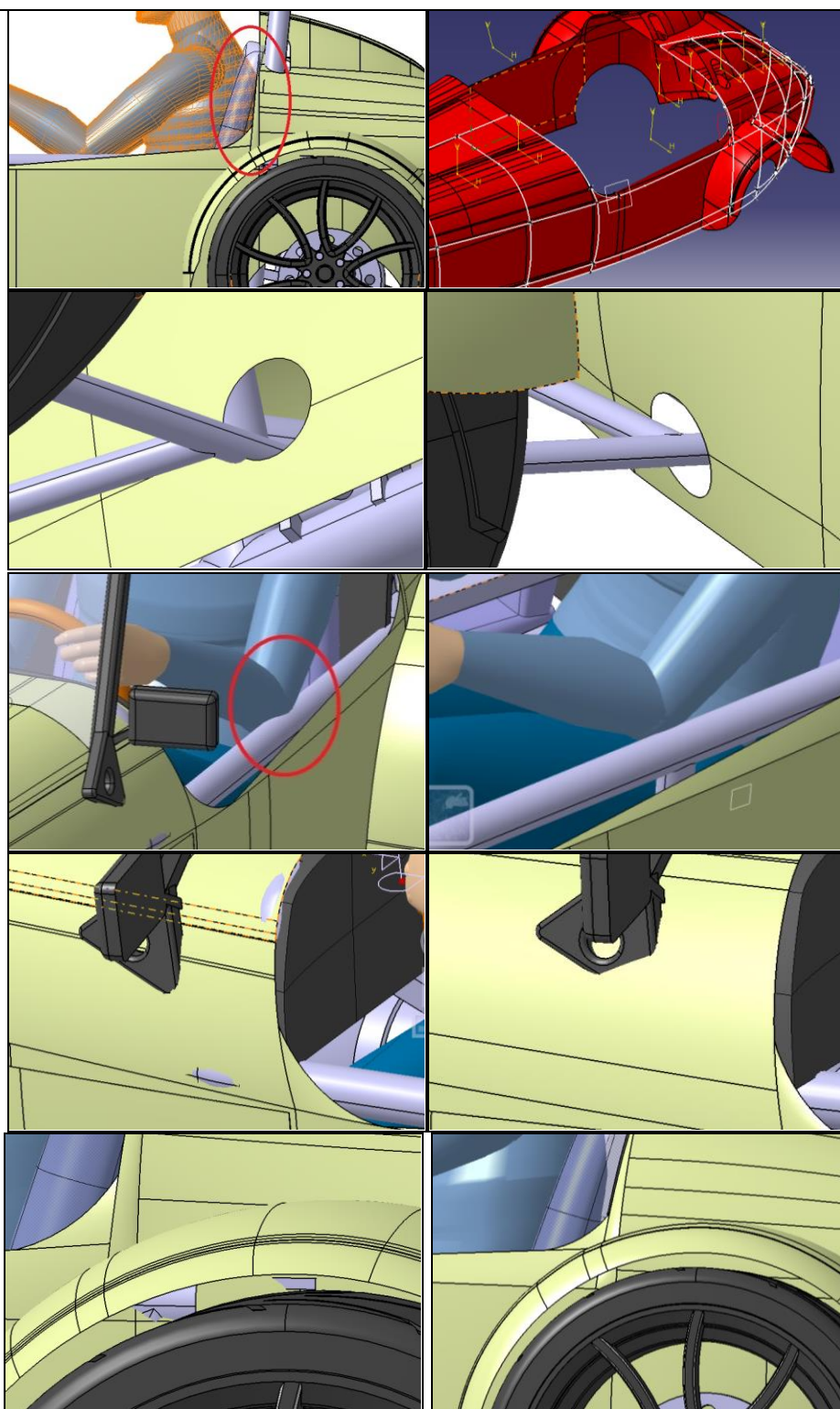
TABLE 1 - ELLIPSOID AXES DIMENSIONS (mm)				
Percentile Value	Seat Track Travel (TL23)	Axis Length from Centroid X	Axis Length from Centroid Y	Axis Length from Centroid Z
95th	>133 mm	± 211.25	± 143.75	± 133.50
	< or = 133 mm	± 198.76	± 143.75	± 133.50
	0 mm (fixed seat)	± 161.45	± 143.41	± 147.07
99th	>133 mm	± 246.04	± 166.79	± 151.00
	< or = 133 mm	± 232.40	± 166.79	± 151.00
	0 mm (fixed seat)	± 181.25	± 165.20	± 171.20

TABLE 5 - HEAD CONTOUR ELLIPSOID CENTROID RELATIVE TO VEHICLE GRID (mm)		
Seat Track Travel (TL23)	Head Ellipsoid Centroid Location	
Greater than 0 mm	$X = L1 + 664 + 0.587(L6) - 0.176(H30) - 12.5t + X_h$	Eq. 1
	$Y = W20$	Eq. 2
	$Z = H8 + 638 + H30 + Z_h$	Eq. 3
0 mm (fixed seat)	$X = L31 + 619 \sin \delta + X_h$	Eq. 4
	$Y = W20$	Eq. 5
	$Z = H70 + 619 \cos \delta + Z_h$	Eq. 6

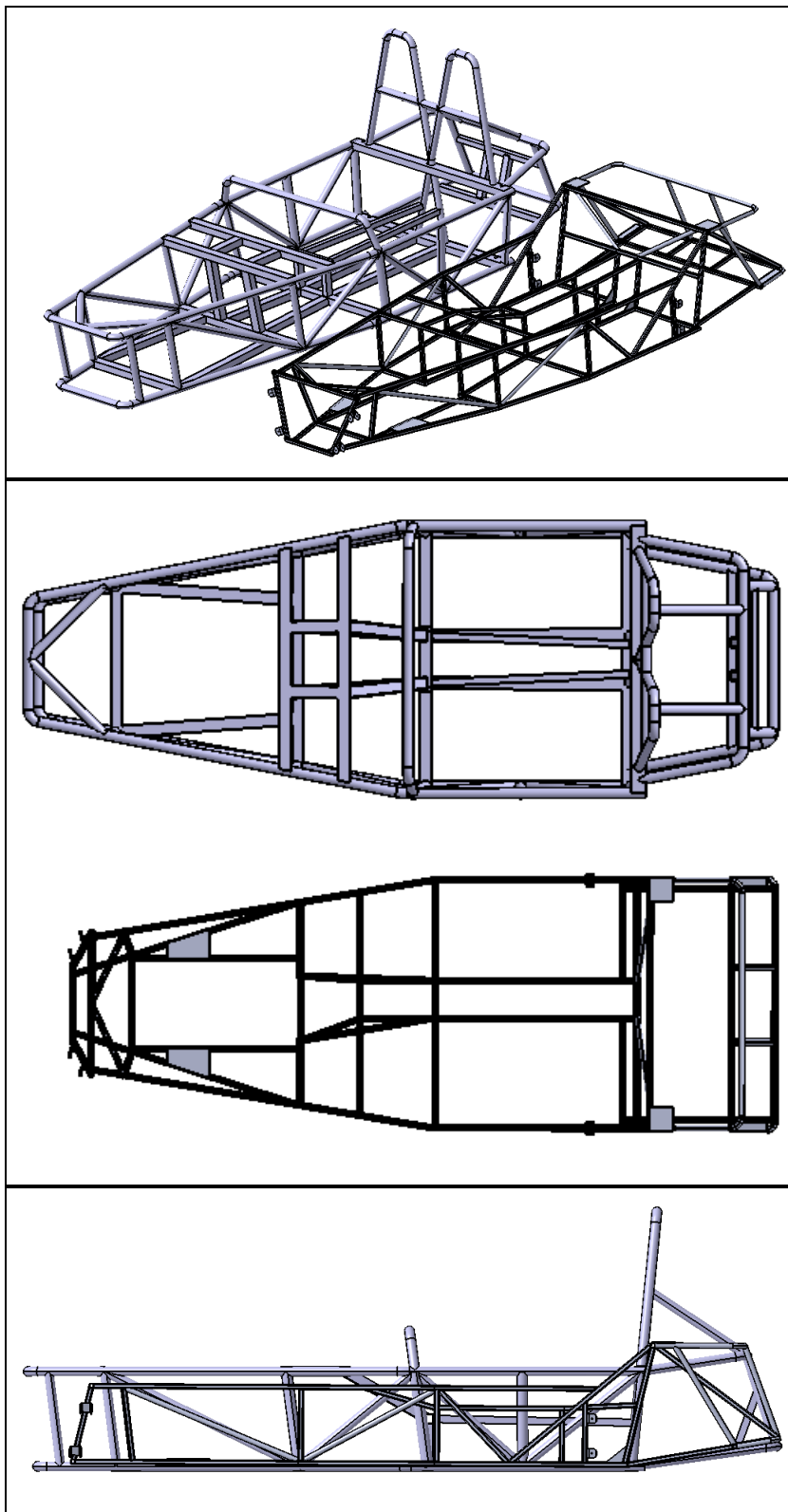
ANEXO XV: Cronograma de projeto executivo (Autor, 2018).



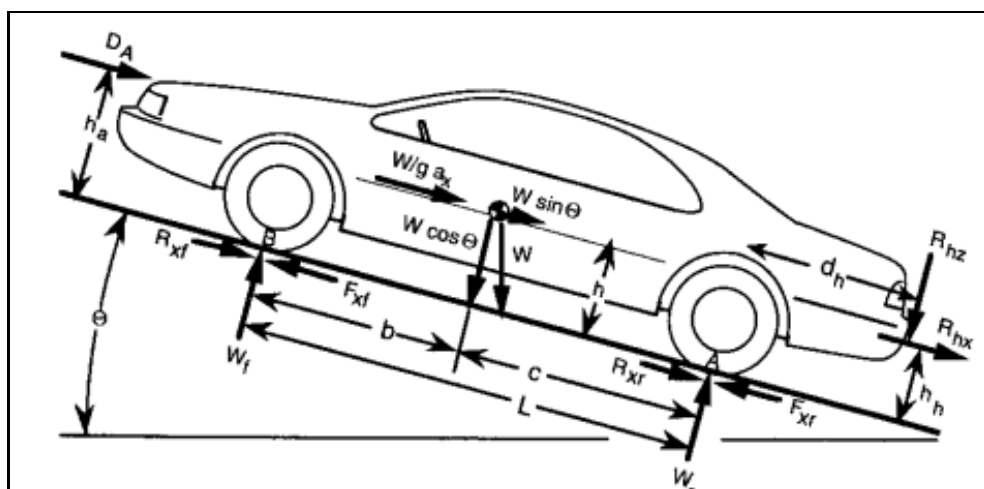
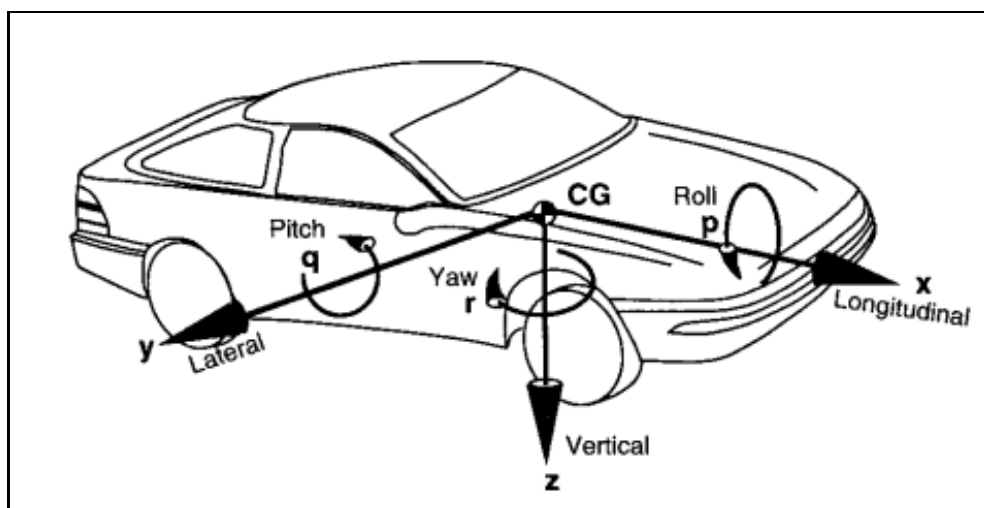
ANEXO XVI: Demais melhorias na construção do desenho para o conceito.
(Autor, 2018).



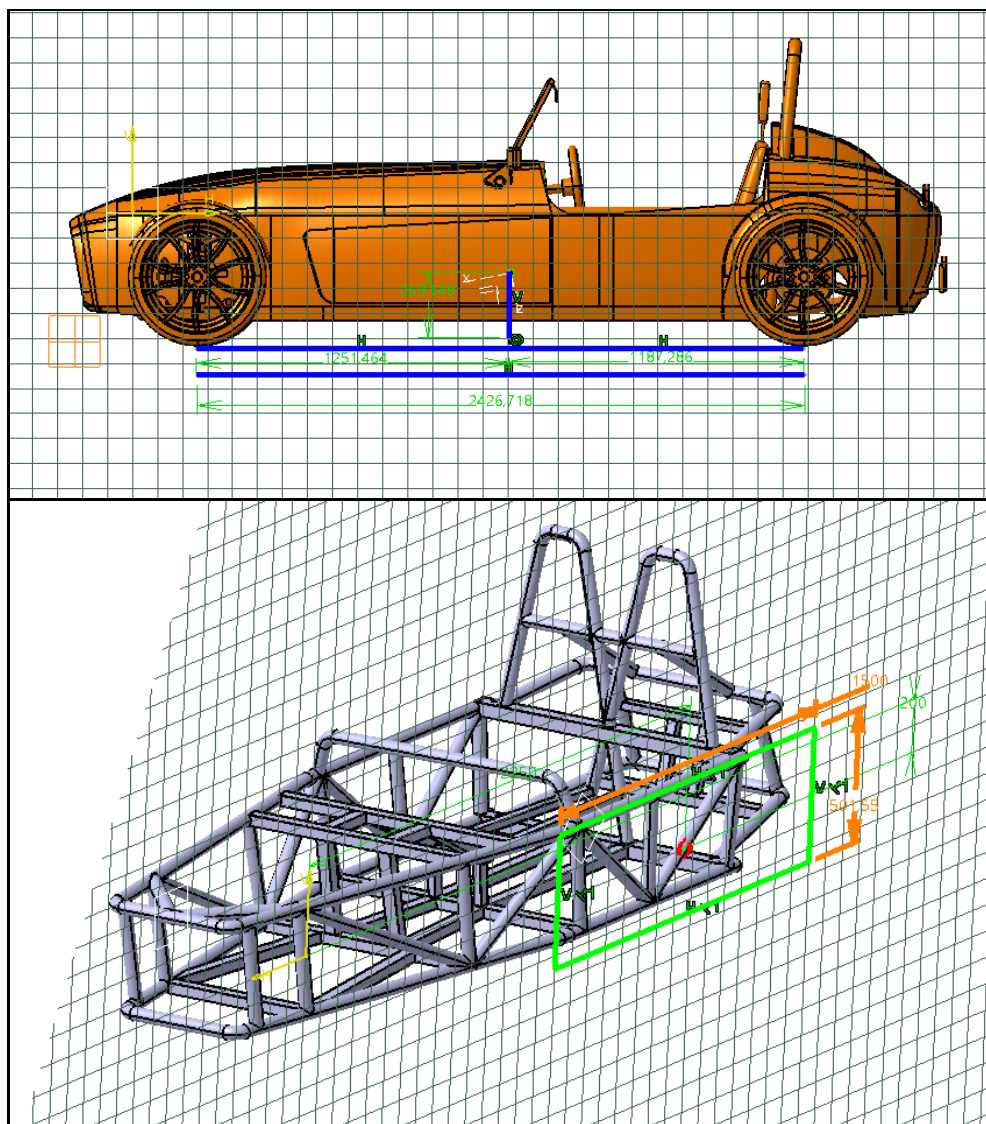
ANEXO XVII: Comparação do conceito proposto com o modelo de referência original. (Autor, 2018).



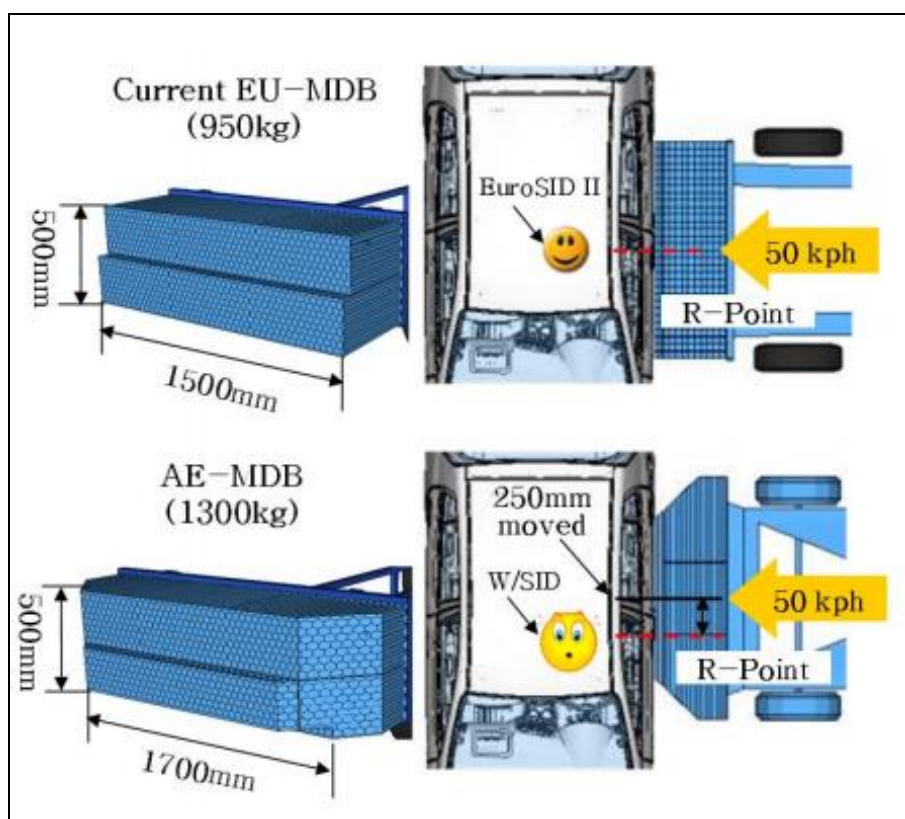
ANEXO XVIII: Imagens de referência no estudo de dinâmica veicular.
(Gillespie, 2010).



ANEXO XIX: Imagens auxiliares (Autor, 2018).



ANEXO XX: Barreira móvel para o teste de impacto lateral (*Euro NCAP*, 2018).





Description

One of several certified honeycomb barriers, the Plascore AE-MDB European Side Impact Barrier is used for full-scale crash testing in the automotive safety field. The performance is intended to provide a measurement tool with sufficient precision to ensure repetitive and correlative results to reflect the protective performance of a motor vehicle with respect to occupants.

Construction

- Section A-F Core 19mm cell 3003 alloy
- Bumper Core 6 35mm cell 3003 alloy
- Base Plate 3.0mm 5251 H22 or 5052 H32 perforated
- Face Plates 0.5mm 5754 H111
- Bumper Plate 3.0mm 5251 H22

●●● Crash Test Barrier

AE-MDB Advanced European Mobile Deformable Barrier

for Side Impact Crashworthiness Evaluation

Specifications

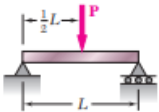
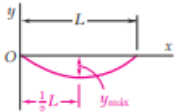
Euro-NCAP AE-MDB v1.0



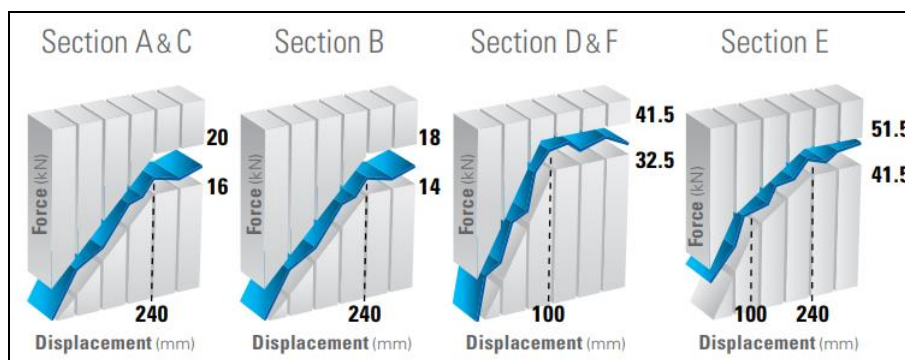
Availability

Plascore Item #38588
Available from distribution locations worldwide.
Includes Certificate of Conformance and Test Data.

ANEXO XXI: Deslocamento máximo para viga submetida à esforço de flexão (BEER, 2015).

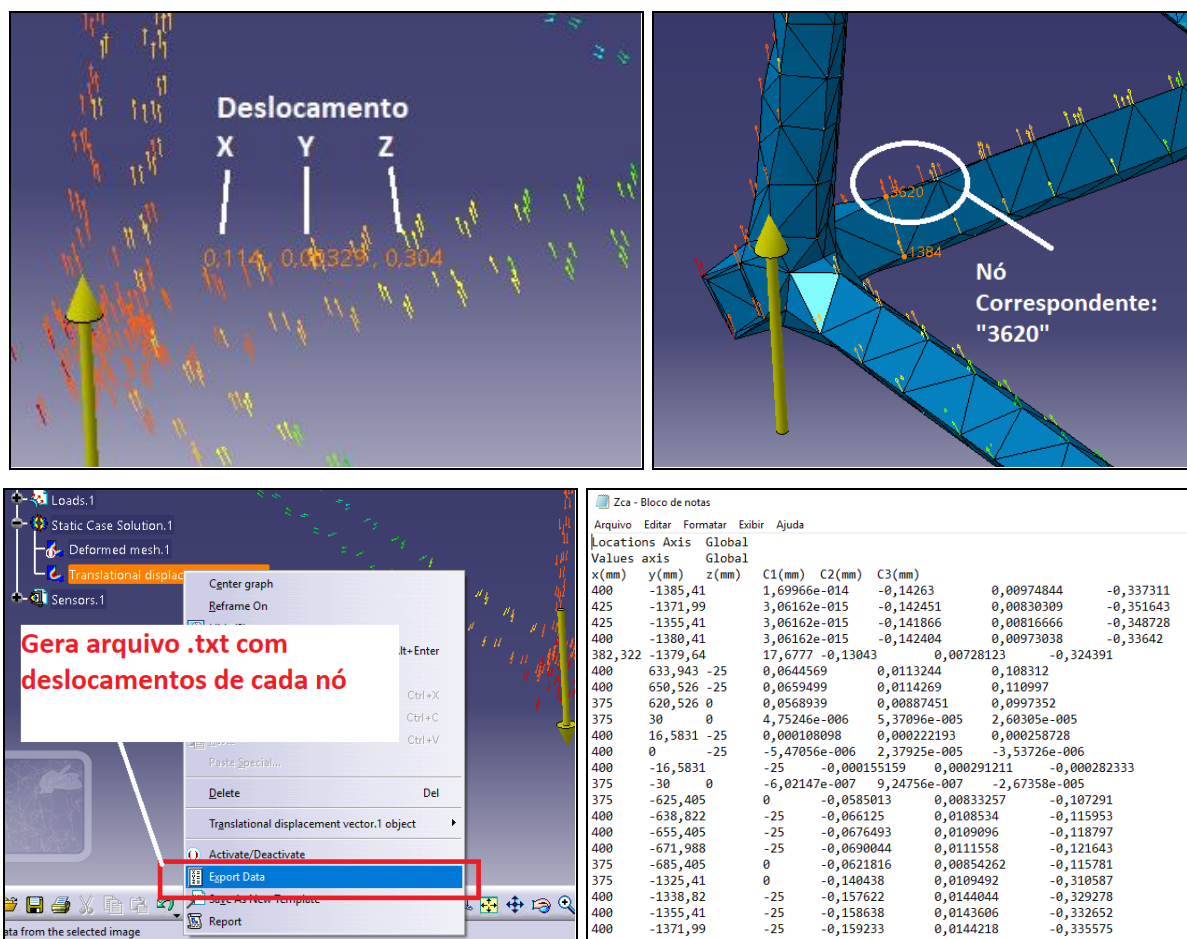
Apêndice D. Deflexões e inclinações de vigas				
Viga e carregamento	Linha elástica	Deflexão máxima	Inclinação e extremidade	Equação da linha elástica
<p>4</p> 		$-\frac{PL^3}{48EI}$	$\pm \frac{PL^2}{16EI}$	<p>Para $x \leq \frac{1}{2}L$:</p> $y = \frac{P}{48EI} (4x^3 - 3L^2x)$

ANEXO XXII: Composição estrutural da barreira de impacto (EuroNCAP, 2018).

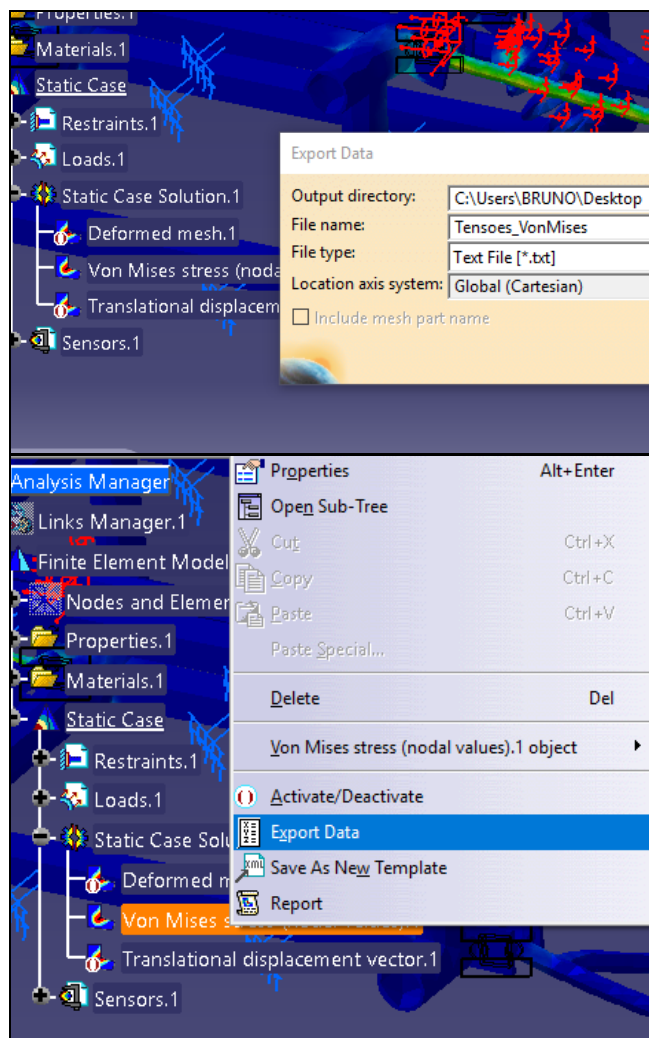


Seção	Compósito de Polímero e Metal (Material)
A-C	Liga de Alumínio 3003
B	Liga de Alumínio 3003
D-F	Liga de Alumínio 5052 H32
E	Liga de Alumínio 5754 H111

ANEXO XXIII: Exemplo de obtenção de deslocamentos para caso estático
(Autor, 2018)



ANEXO XXIV: Geração de dados de tensão máxima para caso estático (Autor, 2018).



The screenshot shows the ANSYS Workbench interface. The 'Export Data' dialog box is open, displaying the following settings:

- Output directory: C:\Users\BRUNO\Desktop
- File name: Tensoes_VonMises
- File type: Text File (*.txt)
- Location axis system: Global (Cartesian)
- ☐ Include mesh part name

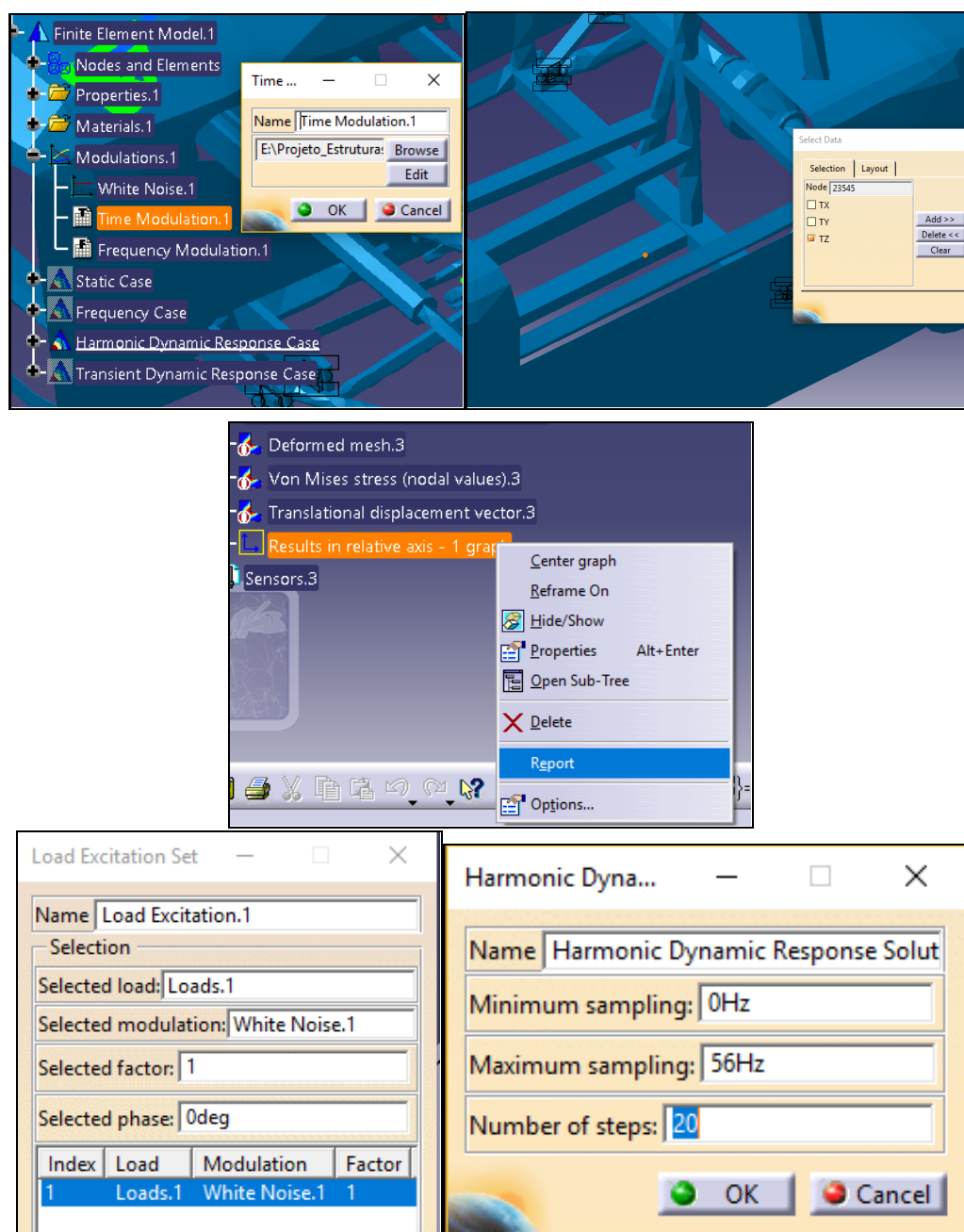
A context menu is also visible, showing options for the 'Von Mises stress (nodal values).1 object':

- Properties (Alt+Enter)
- Open Sub-Tree
- Cut (Ctrl+X)
- Copy (Ctrl+C)
- Paste (Ctrl+V)
- Paste Special...
- Delete (Del)
- Von Mises stress (nodal values).1 object
- Activate/Deactivate
- Export Data
- Save As New Template
- Report

Below the screenshots, a text file named 'Tensoes_VonMises - Bloco de notas' is shown, containing a table of stress data.

Tensoes_VonMises - Bloco de notas				
Arquivo Editar Formatar Exibir Ajuda				
Locations		Axis	Global	
Values		axis	Global	
x(mm)	y(mm)	z(mm)	Value(N_m2)	
207,18	51,4059	180	71715,5	
206,618	48,4589	180	90928,9	
197,356	53,278	180	63706,3	
196,795	50,3311	180	366959	
189,989	54,6821	180	149908	
194,305	-53,5393	166	12965,4	
174,658	-49,795	180	31128	
190,375	-52,7904	180	12981	
191,124	-48,8612	180	18543,7	
175,407	-45,8657	180	47407,2	
190,56	-73,1857	15	108438	
190,56	-73,1857	-15	134970	
166,494	-68,5989	2,25779e-014	315174	
170,914	-69,4414	2,05925e-014	190169	
186,631	-72,4368	2,21332e-014	35957,5	
187,38	-68,5075	2,22116e-014	61861,4	
171,663	-65,5121	2,06709e-014	503603	
-245,249		134,578	180	294489
-255,072		136,45	180	90923,9
-244,687		137,524	180	114978
-254,51	139,397	180	91171,3	
-237,32	136,12	180	141339	
-242,761		217,07	180	111484

ANEXO XXV: Modulação para análise da estrutura, e extração do gráfico de resposta harmônica (Autor, 2018).

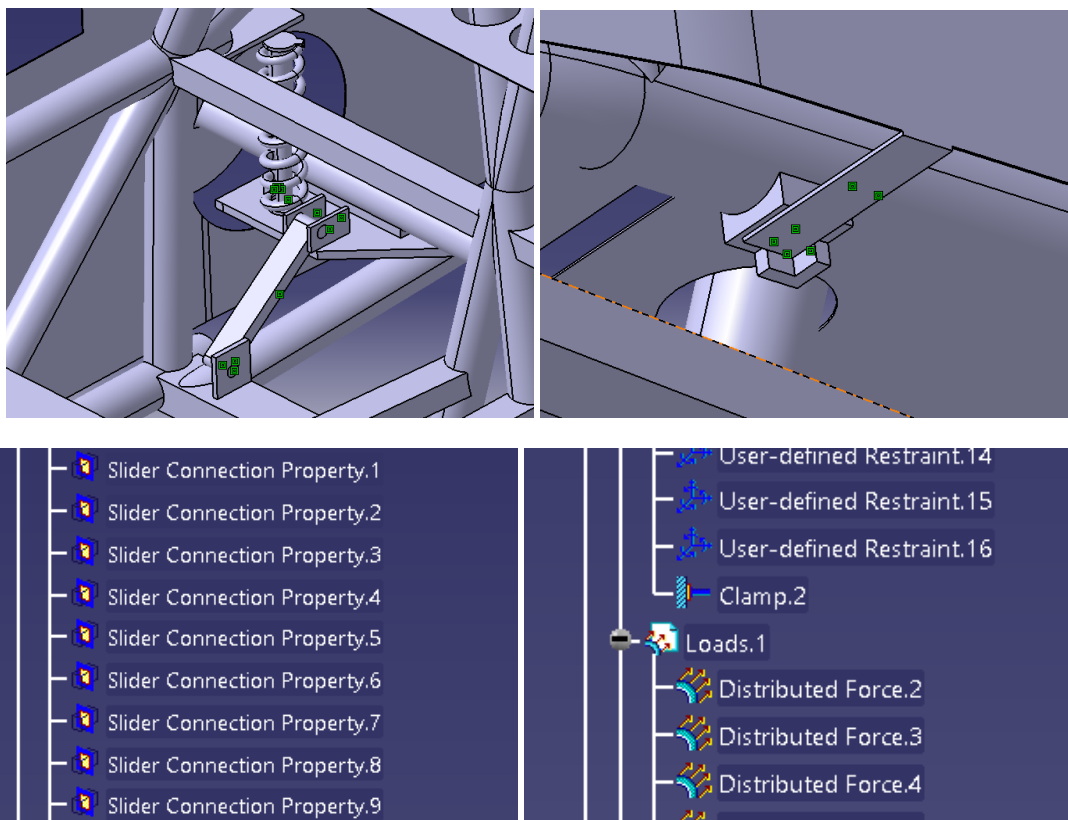


ANEXO XXVI: Dados de entrada para modulação (Autor, 2018).

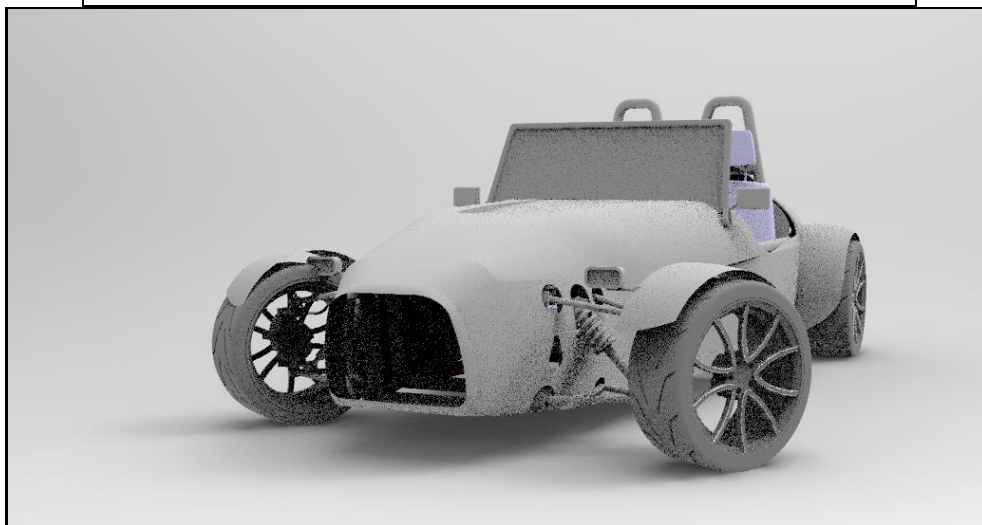
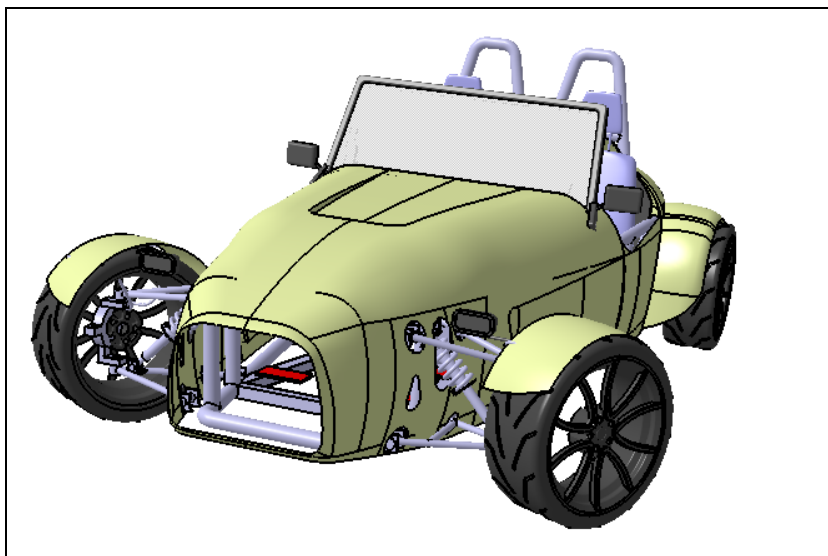
A1			A1		
	A	B		A	B
489	0.487	0	489	0.487	0
490	0.488	0	490	0.488	0
491	0.489	0	491	0.489	0
492	0.490	0	492	0.490	0
493	0.491	0	493	0.491	0
494	0.492	0	494	0.492	0
495	0.493	0	495	0.493	0
496	0.494	0	496	0.494	0
497	0.495	0	497	0.495	0
498	0.496	0	498	0.496	0
499	0.497	0	499	0.497	0
500	0.498	1	500	0.498	1
501	0.499	1	501	0.499	1
502	0.500	1	502	0.500	1
503	0.501	1	503	0.501	1

B252			F254		
	A	B		A	B
1	w(Hz)	M(w)	252	25,00	0
2	0,00	0	253	25,10	0
3	0,10	0	254	25,20	0
4	0,20	0	255	25,30	0
5	0,30	0	256	25,40	0
6	0,40	0	257	25,50	1
7	0,50	0	258	25,60	1
8	0,60	0	259	25,70	1
9	0,70	0	260	25,80	1
10	0,80	0	261	25,90	1
11	0,90	0	262	26,00	1
12	1,00	0	263	26,10	1
13	1,10	0			
14	1,20	0			

ANEXO XXVII: Configuração do ambiente computacional de simulação e análise de estruturas (Autor, 2018).



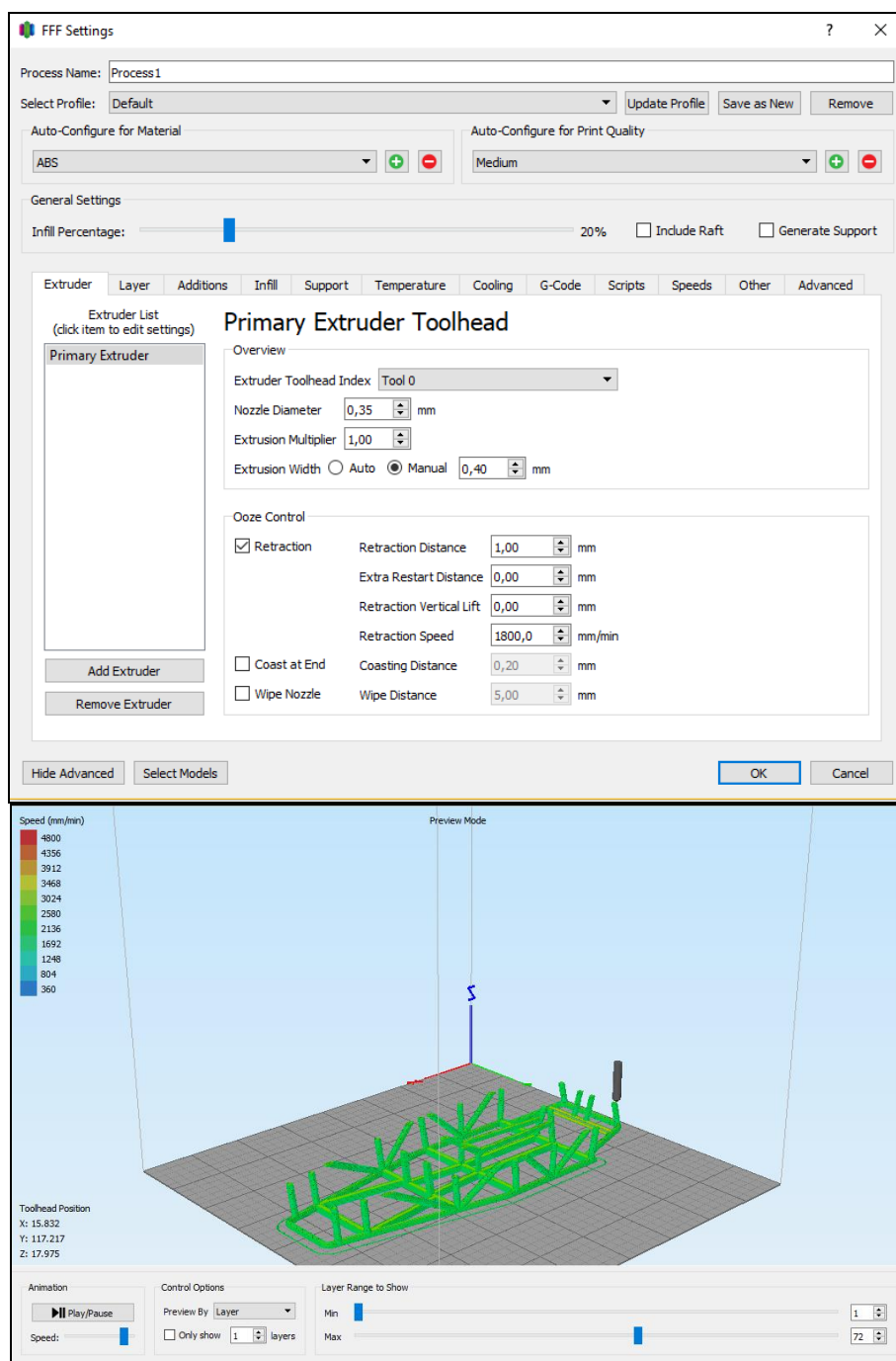
ANEXO XXVIII: Imagens auxiliares de renderização (Autor, 2018).



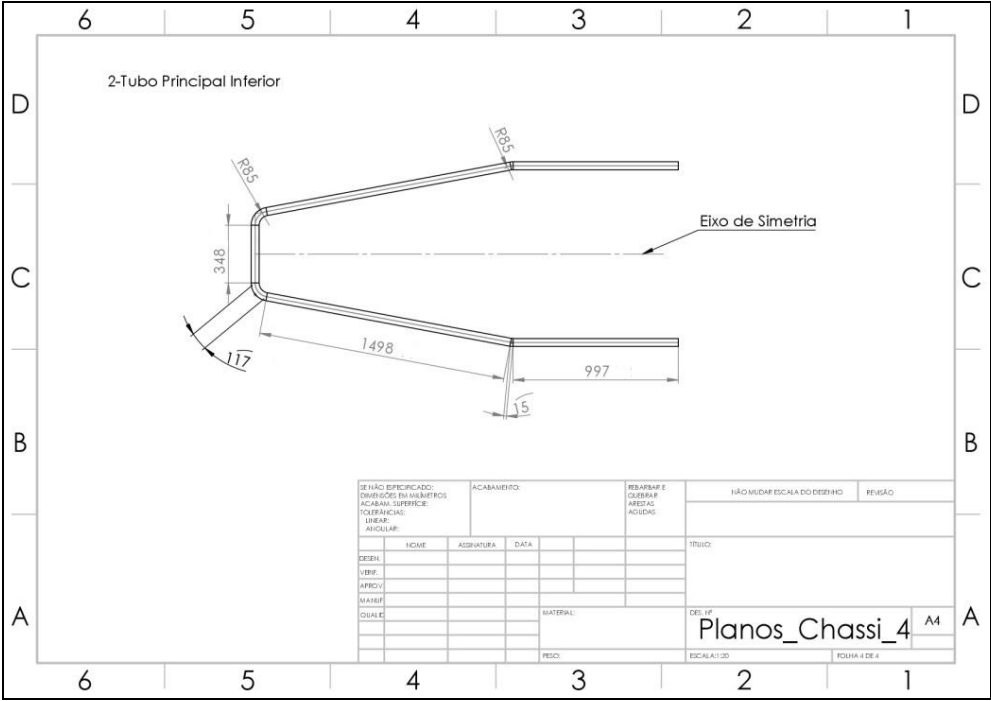
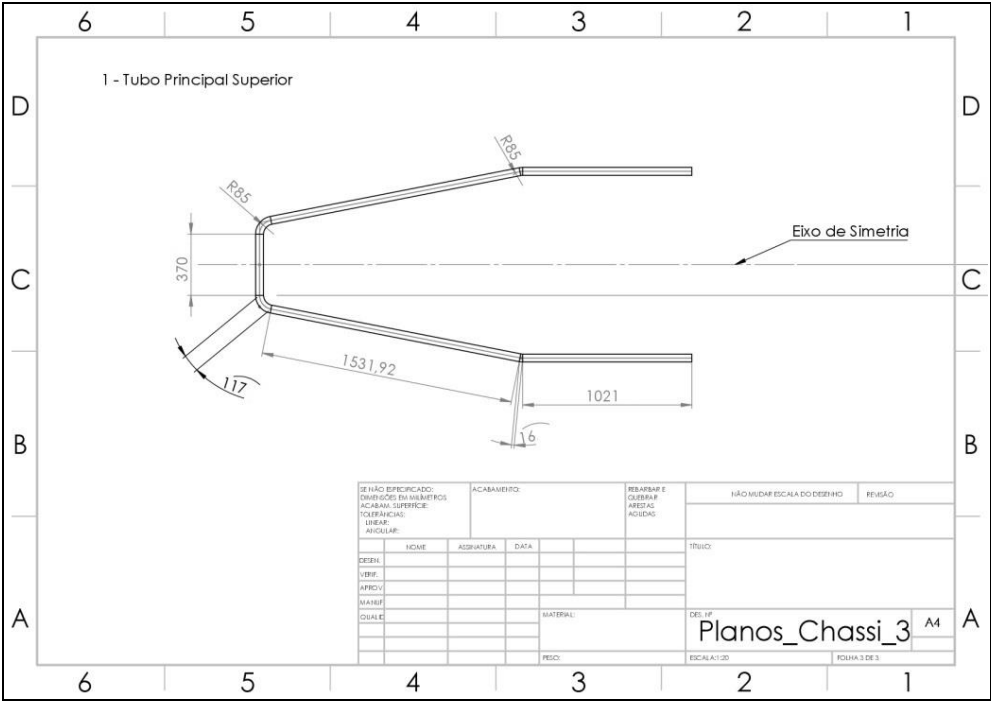
ANEXO XXIX: Recomendações de configuração dos parâmetros de soldagem (ESAB, 2005).

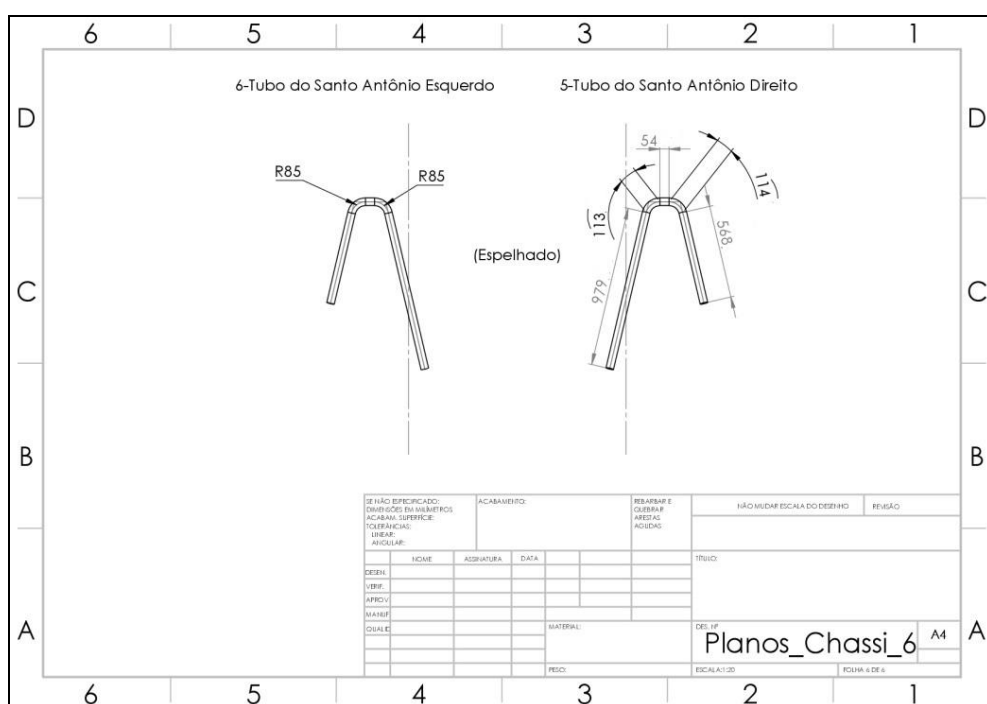
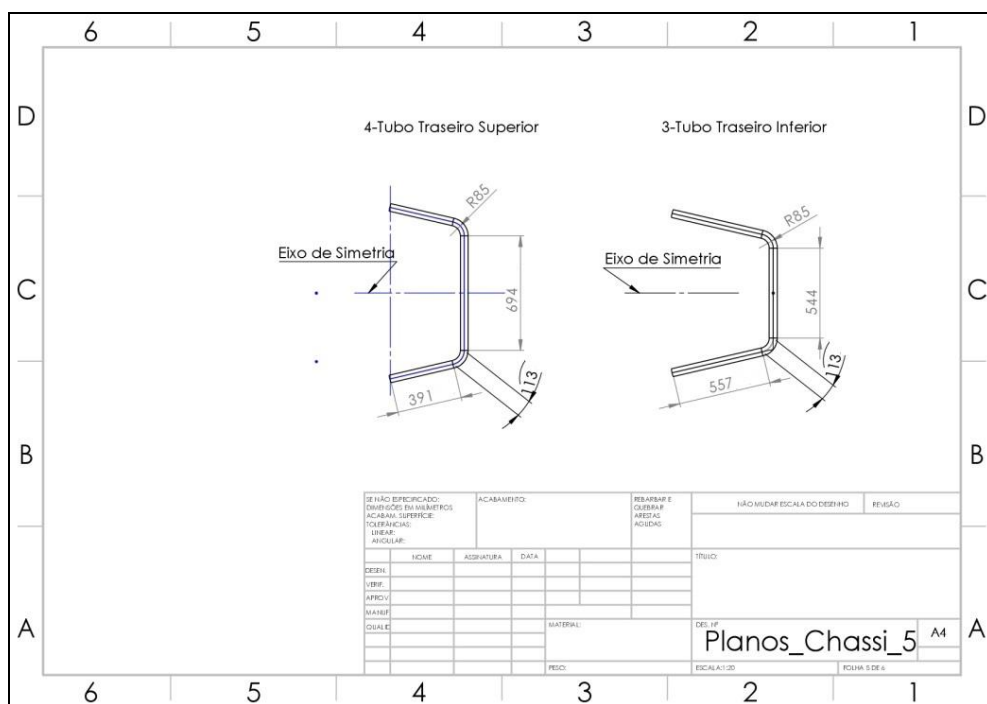
ESP. CHAPA		POSICÃO DE SOLDAGEM	PROJETO DE JUNTA	(R) ABERTURA DE RAIZ		(N) NARIZ		ARAME Ø		VEL. DE ALIMENTAÇÃO DE ARAME		(4) TENSÃO (V)	CORRENTE (CC+)	VEL. DE SOLDAGEM		Nº DE PASSES
pol.	mm			pol.	mm	pol.	mm	pol.	mm	pol/min	mm/sec			pol/min	mm/sec	
.025	.64	F,H,V ² ,O	1 & 4	0				.030	(.76)	110-120	47-51	13-14	45-50	20-25	8-11	1
.037	.94	F,H,V ² ,O	1 & 4	0				.030	(.76)	125-135	53-57	13-14	55-60	20-25	8-11	1
		F,H,V ² ,O	1 & 4	0				.035	(.89)	110-120	47-51	15-16	70-75	30-35	13-15	1
		F	1	1/32	(.79)			.035	(.89)	180-190	76-80	16-17	110-115	25-30	11-13	1
		H	1	1/32	(.79)			.035	(.89)	170-180	72-76	16-17	105-110	25-30	11-13	1
.0625	1.6		4					.035	(.89)	180-190	76-80	16-17	110-115	23-28	10-12	1
		V ² ,O	1	1/32	(.79)			.035	(.89)	140-150	59-63	15-16	85-90	13-18	5-8	1
			4					.035	(.89)	145-155	61-66	15-16	90-95	23-28	10-12	1
		F	1	1/32	(.79)			.035	(.89)	265-275	112-116	18-20	150-155	14-19	6-8	1
			1	1/32	(.79)			.045	(1.1)	150-160	63-68	18-19	160-165	15-20	6-8	1
		H	1	1/32	(.79)			.035	(.89)	220-230	93-97	17-18	130-135	13-18	5-8	1
.125	3.2		4					.035	(.89)	270-280	114-118	18-20	155-160	23-28	10-12	1
			4					.045	(1.1)	175-185	74-78	18-20	175-185	25-30	11-13	1
		V ² ,O	1	1/32	(.79)			.035	(.89)	220-230	93-97	17-18	130-135	13-18	5-8	1
			4					.035	(.89)	220-230	93-97	17-19	130-135	18-23	8-10	1
		F	1	3/16	(4.8)			.045	(1.1)	220-230	93-97	19-20	210-215	15-20	6-10	1
			2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.045	(1.1)	220-230	93-97	19-20	210-215	13-18	5-10	1
		H	4					.045	(1.1)	210-225	89-95	19-21	210-215	15-20	6-8	1
1875	4.8		1	3/16	(4.8)			.045	(1.1)	180-190	76-80	18-20	175-185	12-17	5-7	2
			2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.045	(1.1)	180-190	76-80	18-20	175-185	15-20	6-8	1
		V ² ,O	2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.035	(.89)	200-210	85-89	17-18	120-125	10-15	4-6	2
			4					.035	(.89)	240-250	102-106	17-19	140-145	13-18	5-8	1
		F	2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.045	(1.1)	235-245	99-104	20-21	220-225	12-17	5-7	2
		H	2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.045	(1.1)	180-190	76-80	18-20	175-185	8-13	3-5	2
250	6.4		4					.045	(1.1)	235-245	99-104	20-21	220-225	8-13	3-5	1
		V,O	2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.035	(.89)	200-210	85-89	17-18	120-125	6-8	2-3	2
			4					.035	(.89)	240-250	102-106	18-19	140-145	11-16	5-7	2
		V	4					.035	(.89)	220-230	93-97	17-19	130-135	4-6	2-3	1
		H	2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.045	(1.1)	180-190	76-80	18-20	175-185	12-17	5-7	4
			4					.045	(1.1)	235-245	99-104	20-21	220-225	8-13	3-5	2
.375	9.5	V	2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.035	(.89)	270-280	114-118	19-20	150-155	13-18	5-8	2
														5-7	2-3	1
			4					.035	(.89)	270-280	114-118	19-20	150-155	4-6	2-3	2
		O	4 & 2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.035	(.89)	290-300	123-127	19-21	165-175	9-14	4-6	3
		H	3	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.045	(1.1)	180-190	76-80	18-20	175-185	8-13	3-5	4
			4					.045	(1.1)	235-245	99-104	20-21	220-225	11-16	5-7	4
.500	12.7	V	3	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.035	(.89)	270-280	114-118	19-20	150-155	8-10	3-4	4
			4					.035	(.89)	270-280	114-118	19-20	150-155	11-16	5-7	2
														4-6	2-3	2
		O	4 & 2	3/32	(2.4)	1/16	(1.6)	.035	(.89)	290-300	123-127	19-21	165-175	8-13	3-5	5

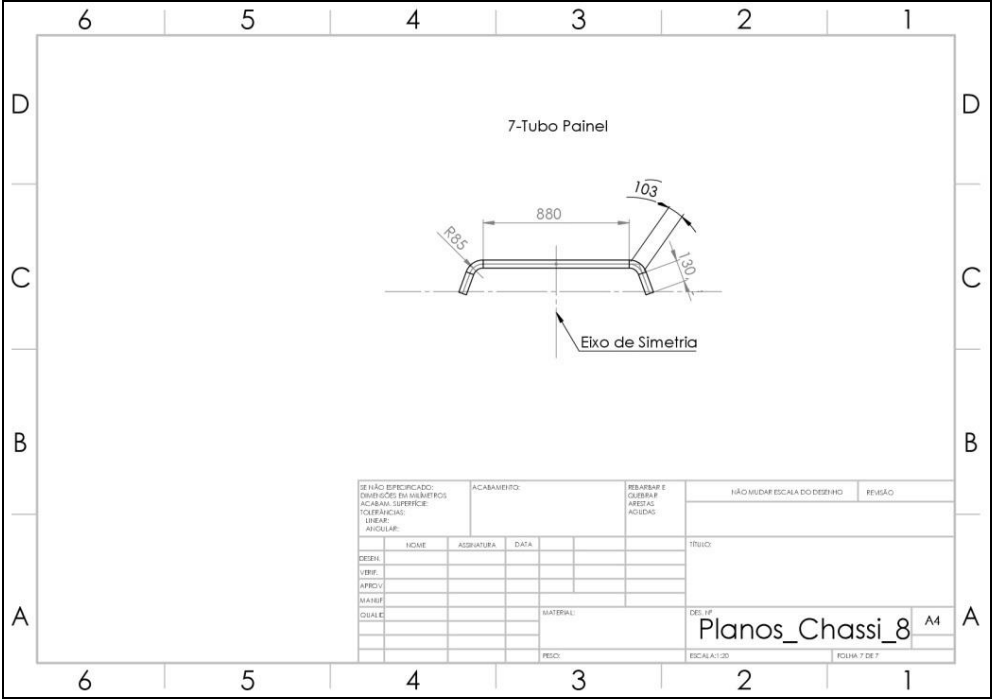
ANEXO XXX: Configurações dos parâmetros de impressão tridimensional (ESAB, 2005).



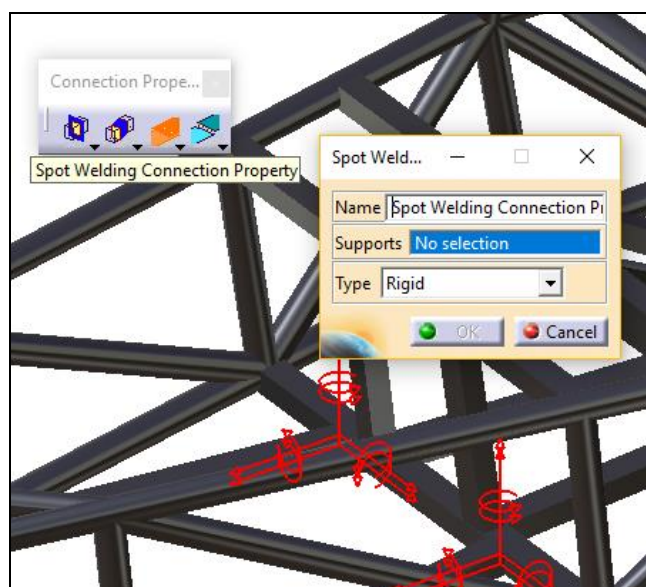
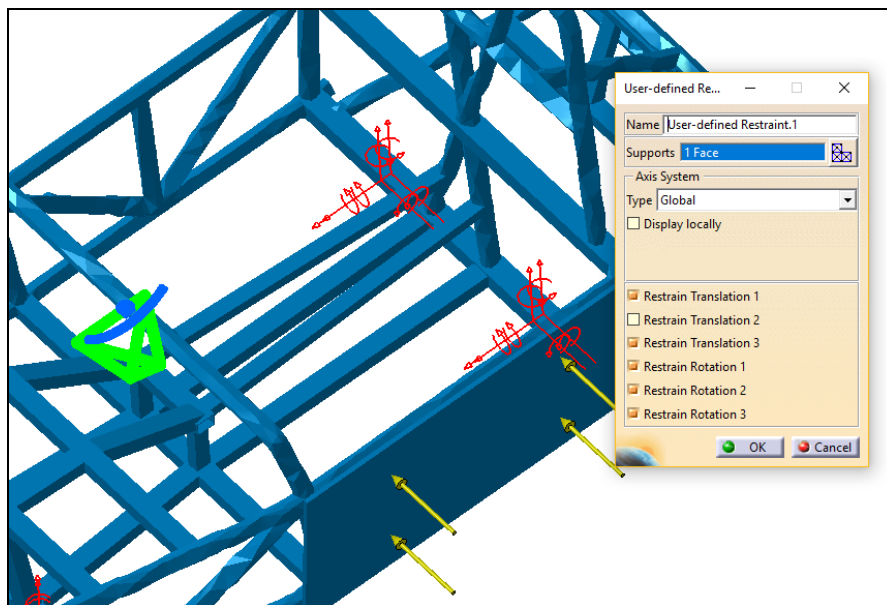
ANEXO XXXI: Demais planos de corte e de dobra para o chassi (Autor, 2018).







ANEXO XXXII: Elementos de solda e restrição de movimento para simulação do teste de impacto (Autor, 2018).



ANEXO XXXIII: Relatório da malha de elementos finitos, caso frontal e lateral
(Autor, 2018).

Mesh.1							
MESH:							
<table border="1"> <tr> <th>Entity</th><th>Size</th></tr> <tr> <td>Nodes</td><td>58598</td></tr> <tr> <td>Elements</td><td>30849</td></tr> </table>	Entity	Size	Nodes	58598	Elements	30849	
Entity	Size						
Nodes	58598						
Elements	30849						
ELEMENT TYPE:							
<table border="1"> <tr> <th>Connectivity</th><th>Statistics</th></tr> <tr> <td>TE10</td><td>30849 (100,00%)</td></tr> </table>	Connectivity	Statistics	TE10	30849 (100,00%)			
Connectivity	Statistics						
TE10	30849 (100,00%)						

Mesh.1							
MESH:							
<table border="1"> <tr> <th>Entity</th><th>Size</th></tr> <tr> <td>Nodes</td><td>70228</td></tr> <tr> <td>Elements</td><td>36934</td></tr> </table>	Entity	Size	Nodes	70228	Elements	36934	
Entity	Size						
Nodes	70228						
Elements	36934						
ELEMENT TYPE:							
<table border="1"> <tr> <th>Connectivity</th><th>Statistics</th></tr> <tr> <td>TE10</td><td>36934 (100,00%)</td></tr> </table>	Connectivity	Statistics	TE10	36934 (100,00%)			
Connectivity	Statistics						
TE10	36934 (100,00%)						

ELEMENT QUALITY:					
Criterion	Good	Poor	Bad	Worst	Average
Stretch	3842 (10,40%)	29147 (78,92%)	3945 (10,68%)	0,003	0,140
Aspect Ratio	3826 (10,36%)	11180 (30,27%)	21928 (59,37%)	71,994	9,264

ELEMENT QUALITY:					
Criterion	Good	Poor	Bad	Worst	Average
Stretch	2149 (6,97%)	23198 (75,20%)	5502 (17,84%)	0,003	0,121
Aspect Ratio	2674 (8,67%)	8935 (28,96%)	19240 (62,37%)	62,526	10,153